

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní



**Inovace testovacího zařízení
pro systém aktivní opěrky hlavy**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Jan Zejda

duben 2011

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Studijní program:
N2301 – Strojní Inženýrství

Obor:
3909 T010 – Inovační inženýrství

Zaměření:
Inovace výrobků

Bc. Jan Zejda

Inovace testovacího zařízení pro systém aktivní opěrky hlavy

Testing device for active headrest system innovation

vedoucí práce:

Vítězslav Fliegel, doc. Ing., CSc.

konzultant:

Roman Holeta

rozsah práce:

Počet stran: 71

Počet příloh: 40

Počet výkresů: 8

Počet obrázků: 27

Počet tabulek: 5

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se vztahuje zákon č.121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat náhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím práce a konzultantem.

V Liberci dne

.....

podpis

Declaration

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expenses invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and a consultant.

In Liberec

.....

signature

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu technického úseku v TMT spol. s r.o. Chrudim, panu Ing. Tomáši Winklerovi, za zprostředkování zajímavého tématu z praxe, vedoucímu diplomové práce panu Doc. Ing. Vítězslavovi Fliegelovi, CSc. za četné praktické rady k obsahu a členění práce, panu Prof. Ing. Ladislavovi Ševčíkovi, CSc. za náměty ke konstrukci, panu Romanu Holetovi a paní Denise Kratochvílové z TMT spol. s r.o. Chrudim za ochotu při konzultacích, panu Ing. Martinu Kováčovi, Ing. Mário Hromadíkovi, Ing. Jenal Bukehovi a dalším z Johnson Controls v Žilině na Slovensku za dobrou spolupráci při definování cílů inovace, panu Ing. Petru Navrátilovi z UMTMB/FSI/VUT za metodické vedení při analýzách v software ANSYS, panu Ing. Milanu Chaloupeckému z firmy FESTO, s r.o. za kontrolu výpočtu polohovacích pohonů a dalším, kteří mi ochotně poskytli informace o výrobcích nebo technickou podporu při tisku výkresové dokumentace.

Inovace testovacího zařízení pro systém aktivní opěrky hlavy

Anotace

Tato práce se zabývá problematikou ověřování správné funkce systému aktivní opěrky hlavy předních sedadel osobních automobilů včetně nástinu způsobů technického řešení inovace vlastního testovacího zařízení. Návrh základního typu zařízení, již v současnosti fungujícího pro konkrétní řadu sedadel a montážní linku, byl řešen v mé bakalářské práci z roku 2007/2008 při KTS/TUL. Pro plánovanou inovaci tohoto jednoúčelového stroje v souladu s novými potřebami zákazníků je vygenerováno několik konstrukčních návrhů včetně volby pohonů, snímačů, jiných nakupovaných prvků a pneumatického schématu. Při systematickém přezkoumání vybraného návrhu byla věnována velká pozornost novým jednotkám s lineárními polohovacími mechanismy, což vedlo ke konstrukčním úpravám. Deska s linearseť pro vodící tyče byla podrobena analýze napětí a deformace s využitím počítačové podpory, stejně jako základní rám inovovaného zařízení. Příložená výkresová dokumentace se vztahuje k cílovému řešení, které se při vícekritériálním výběru prokázalo jako nejlepší.

Klíčová slova

tester

aktivní opěrka hlavy

odměřování polohy opěrky

bezpečnostní prvky automobilu

inovace testovacího zařízení

přezkoumání konstrukčního návrhu

analýza deformace rámu

Testing device for active headrest system innovation

Abstract

The thesis is focused on functionality diagnostics of car front seat active headrest system. Basic device for specific seat series and flow line, which was described in my former thesis "Testing device for active headrest system" finished in 2007/2008 at KTS/TUL, is under operation now. The main part of the thesis presents construction innovation of the solitary single-purpose testing device according to new customer needs. Several entire engineering designs have been generated. The designs cover selection of drivings, sensors and other purchased components and also pneumatic connection diagram. During methodical design review a lot of attention has been paid to new construction units with linear positioning drives, what resulted in changes in the design. Both steel plate with linear housing units for slide shafts and supporting structure have been put to the proof of stress-displacement analysis using PC-solver. The solution proven by multicriterial selection as the best is described in a greater detail in the appended drawing documentation.

Key expressions

tester

active headrest

headrest position admeasurement

car safety components

innovation of a testing device

design review

supporting structure stress-displacement analysis

Obsah

1. Autosedačky, systémy aktivní opěrky hlavy	8
1.1 Úvod	8
1.1.1 Systémy aktivní opěrky hlavy	8
1.1.2 Popis systému aktivní opěrky hlavy používaný ve vozidlech KIA	10
1.2 Související předpisy	11
1.2.1 Předpis Evropské hospodářské komise EHK – R 17	11
1.2.2 Předpis Evropské hospodářské komise EHK – R 25	12
1.2.3 Další předpisy	12
2. Stávající testovací zařízení	13
2.1 Funkce stávajícího testeru	13
2.2 Kritéria pro posouzení správné funkce systému aktivní opěrky KIA	14
2.3 Konstrukce stávajícího zařízení	15
3. Inovace testovacího zařízení	17
3.1 Plánování inovace	17
3.1.1 Identifikace inovačních příležitostí	17
3.1.2 Inovační prohlášení	17
3.1.3 Projektové řízení	17
3.2 Tvorba konceptu inovovaného zařízení	18
3.2.1 První fáze identifikace potřeb v provozu JC	18
3.2.2 Interpretované zákaznické potřeby a jejich relativní význam	19
3.2.3 Shrnutí skutečných inovačních potřeb	20
3.2.4 Rozměrová adaptabilita – rozpracování klíčové potřeby zákazníka	20
3.2.5 Specifikace charakteristik testeru pomocí metody QFD	21
3.2.6 Dekompozice požadavku na adaptabilitu	23
3.2.7 Cílová specifikace jednotky pro automatické nastavení polohy impaktoru	24
3.2.8 Cílová specifikace mechanismů pro automatické polohování jednotky snímačů	24
3.2.9 Cílová specifikace jednotky pro seřízení úhlu sklonu impaktoru	24
3.2.10 Návrh architektury testeru na systémové úrovni	25
3.2.11 Tvorba konceptů ANP – automatické nastavení polohy a seřízení sklonu impaktoru ...	26
3.2.12 Vícekriteriální výběr konceptu ANP a ověření zákazníkem	29
3.2.13 Tvorba a výběr konceptu ANS – jednotka pro automatické nastavování snímačů	30
3.2.14 Tvorba a výběr konceptu JSS – jednotka pro stabilizaci sedačky na paletě	32
3.3 Realizace zařízení podle vybraných konceptů ANP-8, ANS-4 a JSS-3	34
3.3.1 Časový rozbor a funkční kroky inovovaného zařízení	34
3.3.2 Impaktor	39
3.3.3 Jednotka pro fixaci palety	39
3.3.4 Jednotka pro stabilizaci sedačky na paletě	41
3.3.5 Zapojení prvků pneumatiky	42
3.3.6 Polohovací jednotka – návrh pohonu	44
3.3.7 Polohovací jednotka – vedení a úhlové seřizování	45
3.3.8 Automatická jednotka snímačů a kompenzace chybových veličin	47
3.3.9 Rám testovacího zařízení	50
3.4 Design review	51
3.4.1 Úpravy stabilizační jednotky provedené na základě FMEA	51
3.4.2 Úpravy vedení pro polohovací jednotku provedené na základě FMEA	52
3.4.3 Andon, kontrola nestandardních stavů	54
3.4.4 Napětíové a deformační analýzy rámu testeru	55
3.4.5 Napětíově deformační analýza desky s linearsety	58
3.4.6 Výpočetní kontrola životnosti vodičích pouzder	61
3.4.7 Finální varianta testovacího zařízení po inovaci	62
3.4.8 Ekonomické zhodnocení	65
4. Závěr a přílohy	66
4.1 Zhodnocení práce	66
4.2 Seznam přiložené výkresové dokumentace	67
4.3 Seznam příloh	67
4.4 Seznam informačních pramenů	69



Seznam použitých zkratek, symbolů a veličin

AHR	- Active HeadRest
ARIZ	- Algoritmus Řešení Invenčních Zadání
EHK	- Evropská Hospodářská Komise
FMEA	- Failure Mode and Effects Analysis
HMH	- Huber, Mises, Hencky - energetická hypotéza
JC	- Johnson Controls
JIT	- Just In Time
MKP	- Metoda Konečných Prvků
QFD	- Quality Function Deployment
TRIZ	- Tvorba a Řešení Inovačních Zadání
F_I [N]	- maximální testovací síla nastavitelná na impaktoru
δ [°]	- rozsah úhlové adaptability jednotky pro seřízení sklonu impaktoru
Δ_s [mm]	- celkový rozsah polohové adaptability jednotky snímačů
Δ_s^+ [mm]	- rozsah polohové adaptability jednotky snímačů v kladném směru
Δ_s^- [mm]	- rozsah polohové adaptability jednotky snímačů v záporném směru
Δ_I [mm]	- celkový rozsah polohové adaptability jednotky impaktoru
Δ_I^+ [mm]	- rozsah polohové adaptability jednotky impaktoru v kladném směru
Δ_I^- [mm]	- rozsah polohové adaptability jednotky impaktoru v záporném směru
Δ_I^* [mm]	- celkový zdvih elektrické lineární jednotky s vedením pro polohování impaktoru
Δ_1 [mm]	- celková možná odchylka výšky palety a upínacího přípravku
Δ_1^+ [mm]	- odchylka výšky palety a upínacího přípravku v kladném směru
Δ_1^- [mm]	- odchylka výšky palety a upínacího přípravku v záporném směru
Δ_2 [mm]	- celková možná odchylka výšky sedáku
Δ_2^+ [mm]	- odchylka výšky sedáku v kladném směru
Δ_2^- [mm]	- odchylka výšky sedáku v záporném směru
Δ_3 [mm]	- odchylka polohy aktuatoru AHR systému v opěradle
Δ_4 [mm]	- odchylka výšky opěradla
s_0 [mm]	- součinitel bezpečnosti valivého vedení polohovací jednotky při statickém namáhání

1. Autosedačky, systémy aktivní opěrky hlavy

1.1 Úvod

Cílem diplomové práce je navrhnout inovaci testovacího zařízení pro ověřování správné funkce aktivních opěrek hlavy v souladu s novými potřebami zákazníků. Proto bude již od raných fází vývoje využito metod inovačního inženýrství. Výstupem z této práce bude detailní konstrukční návrh zařízení, včetně podstatné části výkresové dokumentace. V úvodní části bude nejdříve stručně popsán zmíněný prvek pasivní bezpečnosti, aktivní opěrka hlavy, a to z důvodu snadnějšího pochopení funkce vlastního testovacího zařízení.

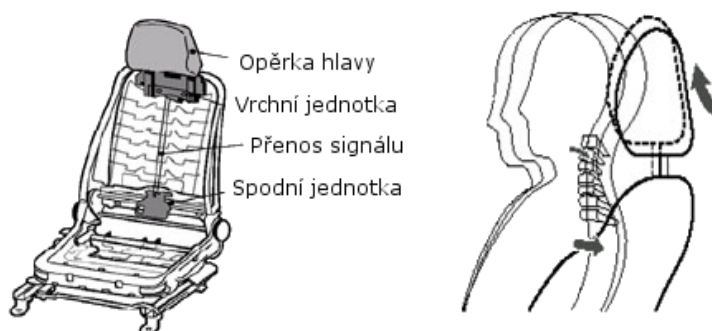
1.1.1 Systémy aktivní opěrky hlavy

Systémy aktivní opěrky (dále AHR) minimalizují poranění krční páteře i hlavy pasažéra při zadním nárazu. Při čelním nárazu automobilu je vlivem setrvačnosti člověk vymrštěn kupředu se značnou kinetickou energií. Energie následného nárazu člověka do části interiéru se při uvažování konstantního průběhu síly pro deformaci karoserie přibližně rovná součinu hmotnosti člověka, jeho vzdálenosti od místa dopadu v čase před nehodou a záporného zrychlení vozidla. Posláním zádržných systémů, jako jsou bezpečnostní pásy a čelní airbag, je tuto energii co nejplynuleji absorbovat. V okamžiku, kdy je dosaženo maximální deformace příslušných částí interiéru nebo airbagu, by se bez uvažování součinitele restituce měl teoreticky člověk pohybovat totožnou rychlostí jako vozidlo. V praxi ale nastává zpětný relativní pohyb pasažéra vůči automobilu, který má již řádově nižší energetický potenciál. Obyčejné opěrky hlavy při správném nastavení zabrání silným pohmožděninám krční páteře pasažéra, které by vznikly právě při jeho zpětném dopadu na opěradlo sedadla. Lepší ochranu však poskytují opěrky aktivní. Funkce AHR systému je vidět na obrázku 1.



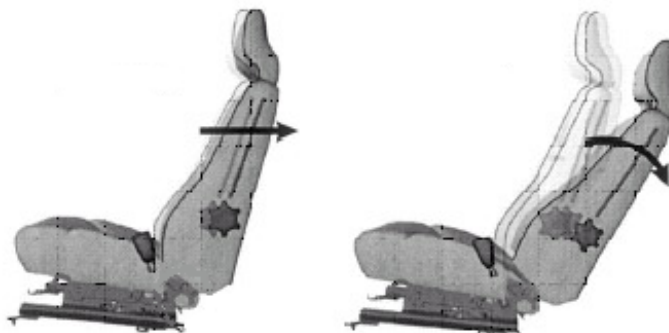
Obr. 1 Funkce systému aktivní opěrky hlavy v poloze výchozí a akční

Obecně lze říci že tyto systémy při nehodě mění polohu celé opěrky nebo její části. Opěrky se pohybují pouze směrem kupředu, nahoru, nebo diagonálně. V některých případech se používá i úhlového polohování. Kombinovaný AHR systém s diagonálním směrem pohybu znázorněný na obrázku 2 je používaný například ve vozidlech Toyota a podle výrobce snižuje pravděpodobnost zranění krku o 10 – 20 %.



Obr. 2 Kombinovaný AHR systém

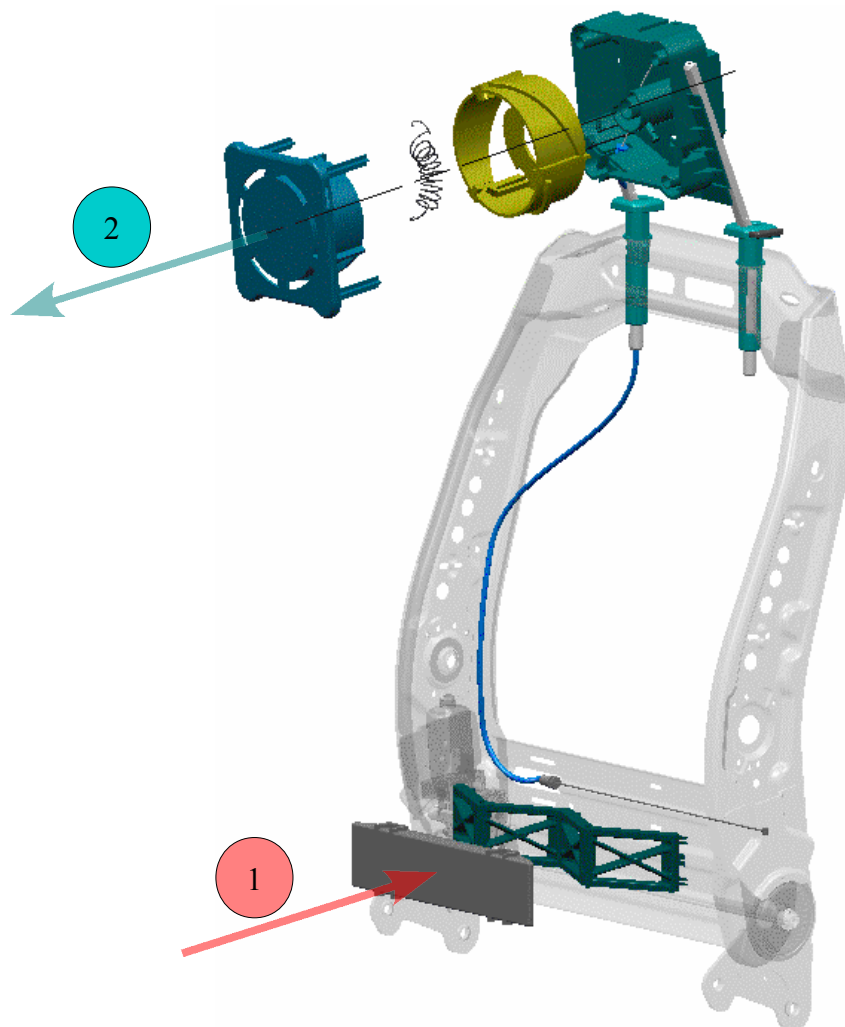
Některé automobilky používají i systémy, které integrují aktivní opěrku s aktivním pohyblivým opěradlem. Princip funkce systému využívaném ve vozidlech Volvo je zachycen na obrázku 3. Celé opěradlo se při nárazu sklopí a tento pohyb umožní podstatně plynulejší absorpci energie. Detailní patentová rešerše různých existujících systémů AHR je součástí úvodní části mé bakalářské práce [47].



Obr. 3 Integrovaný systém AHR a aktivního opěradla

1.1.2 Popis systému aktivní opěrky hlavy používaný ve vozidlech KIA

Princip funkce stávajícího AHR systému znázorněného na obrázku 4 je popsán níže. Funkčnost tohoto AHR systému se ověřuje na testovacím zařízení popsaném ve druhém oddílu této práce. Inovace stávajícího jednoúčelového AHR testeru je podrobně rozebrána v následujících oddílech.



Obr. 4 Princip funkce systému aktivní opěrky hlavy

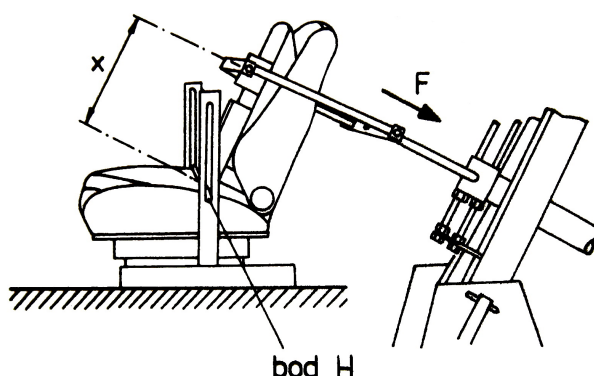
1. Pasažér při nehodě vyvodí svým tělem sílu na spodní část opěradla, kde je akční člen mechanismu AHR. Její průměrná velikost 750 N byla experimentálně ověřena výrobcem. Při síle o velikosti 300 N však musí opěrka zůstat v klidu.
2. Aktivační síla je přenášena mechanicky přes bovden do děleného tělesa opěrky. Zde způsobí pohyb přední části opěrky směrem kupředu o 44 mm, jak je vidět z obrázku 1. Tato síla nemá charakter impulsu, děj je vratný a změna polohy přímo závisí na momentální velikosti působící síly. Po odlehčení akčního členu se tedy musí opěrka navrátit do výchozí polohy.

1.2 Související předpisy

Ekonomická komise pro Evropu (ECE, též Evropská hospodářská komise), založená v roce 1947 jako organizační složka OSN, slouží jako fórum severoamerických, evropských a středoasijských zemí pro vzájemnou ekonomickou spolupráci. Mezi její úkoly patří podle [41] mimo jiné příprava regulačních opatření a standardů pro regiony spadající do její působnosti. Vzhledem k tomu, že hlavním cílem této práce je vytvoření návrhu inovovaného testovacího zařízení pro systém aktivní opěrky, který je součástí sedačky automobilu, vybírám z [20] dva předpisy týkající se právě sedaček a opěrek hlavy.

1.2.1 Předpis Evropské hospodářské komise EHK – R 17

Stanovuje kontrolu pevnosti sedadel a jejich upevnění do podlahy. Mechanismus pro úhlové nastavení opěradla se kontroluje pomocí zkušební figuríny. Opěradlo je zatěžováno momentem 530 Nm k momentovému bodu H, jak je naznačeno na obrázku 5. Dalšími statickými zkouškami se kontroluje seřizovací a blokovací mechanismus sedadla v podélném směru, pevnost kostry vlastního sedadla, která se zatěžuje v těžišti kompletního sedadla dvacetinásobkem jeho tíhy.



Obr. 5 Test dle EHK – R 17

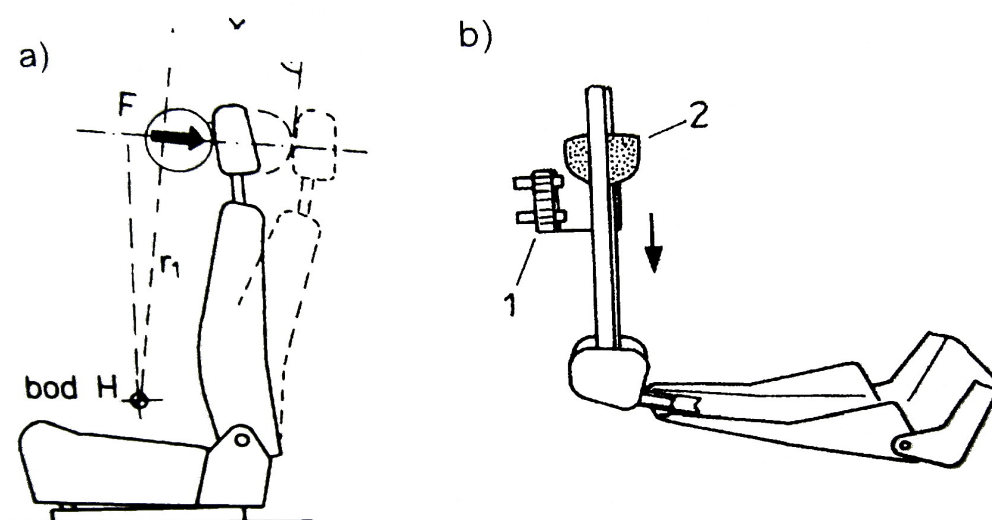
Tyto zkoušky sedadel se doplňují výpočtem, který kontroluje seřizovací a blokovací zařízení proti samovolnému působení zrychlení 196 m/s^2 .

1.2.2 Předpis Evropské hospodářské komise EHK – R 25

Stanovuje podmínky pro pevnost a geometrii všech typů opěrek hlavy. Provádějí se zkoušky sedadel, kde se kontroluje poloha a rozměry vzhledem k referenčnímu bodu H. Princip testu je znázorněn na obrázku 6.

Provádí se statická zkouška, kdy na opěrku působí kulová hlavice přípravku. V první fázi zkoušky není přímo definována zatěžující síla, ale moment 374 Nm k momentovému bodu H. Deformace nesmí překročit 102 mm. Následně se zatěžující síla zvětšuje až do hodnoty 885 N, přičemž nesmí dojít k poruše opěrky.

Dále se provádí kontrola pohlcování nárazové energie. Kulová hlavice kyvadla nebo jiného zařízení udeří do opěrky rychlostí 6,7 m/s, přičemž se měří průběh zrychlení (resp. zpomalení) na kulové hlavici, které nesmí přesáhnout 785 m/s^2 po dobu 3 ms.



Obr. 6 Test dle EHK – R 25

1.2.3 Další předpisy

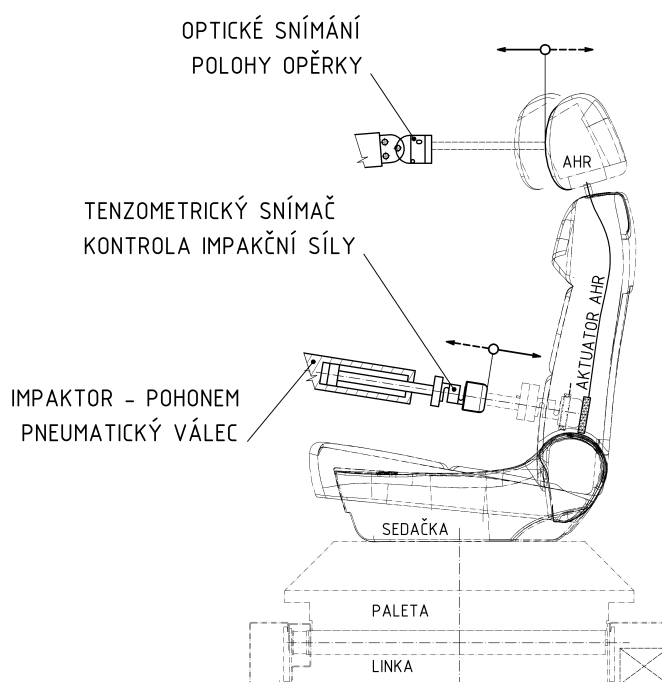
Problematikou opěrek a jejich testováním se zabývají i další předpisy. Například pro Evropskou unii platí 74/408/EEC a 78/932/EEC, popisující další pravidla pro sedadla, jejich upevnění a pro opěrky hlavy motorových vozidel. Ve Spojených státech je platná FMVSS NO. 202 s podobným obsahem. Další informace jsou uvedeny v literatuře [47].

2. Stávající testovací zařízení

Tato práce se zabývá zejména inovací konkrétního testeru pro ověřování správné funkce systému aktivní opěrky hlavy v autosedačkách. Proto bude v následujícím oddílu stručně popsána funkce tohoto jednoúčelového zařízení. Návrh testovacího zařízení včetně metodiky testování a další detailnější informace jsou obsahem mé bakalářské práce [47].

2.1 Funkce stávajícího testeru

Pro ověření správné funkce AHR systému popisovaného v oddílu 1.1.2 je nutné zjednodušeně simulovat průběh dopravní nehody. Hlavním prvkem zařízení je proto impaktor simulující náraz řidičových nebo spolujezdcových zad. Vyvození přesně definované síly impakce, která má při správné funkci systému aktivovat pohyb opěrky hlavy kupředu, zajišťuje pneumatický válec.



Obr. 7 Schéma základní funkce testovacího zařízení

Je nutné vyhodnocovat nejen zda se systém opěrky aktivuje, ale také měřit a zaznamenávat při jaké síle k tomu dojde. Proto je součástí impaktoru tenzometrický snímač. Opěrka musí zůstat při malém silovém zatížení akčního členu v klidu, aby se vyloučilo nebezpečí neopodstatněné aktivace systému AHR. Polohu opěrky v průběhu testu kontroluje optický snímač. Funkci testovacího zařízení schematicky zachycuje obrázek 7.

Naměřené hodnoty se průběžně zaznamenávají včetně diagramu síla – dráha v digitální podobě, přičemž je umožněna komunikace se systémem linky.

2.2 Kritéria pro posouzení správné funkce systému aktivní opěrky KIA

Pro rozhodnutí, které sedadlo je vyhodnoceno jako vyhovující, je vždy zkontrolována poloha AHR ve třech definovaných kontrolních krocích podle tabulky 1. Při analogovém výstupu ze zařízení pro odměřování polohy opěrky je možné zajistit snadnou modifikovatelnost kritérií pro posouzení správné funkce AHR systému. Výchozí nastavení kritických hodnot polohy podle tabulky 1 lze tedy v případě potřeby přenastavit přímo v software pro vyhodnocení testu, a to v rozsahu, který umožňuje konstrukce vlastních snímačů.

Tab. 1 Kritéria pro posouzení správné funkce AHR

Kontrolní krok	Testovací síla [N]	Poloha opěrky [mm]	Výsledek testu
1	300	0	VYHOVUJE
		>0	NEVYHOVUJE
2	750	>44	VYHOVUJE
		<44	NEVYHOVUJE
3	0	≤0	VYHOVUJE
		>5	NEVYHOVUJE

2.3 Konstrukce stávajícího zařízení

Sedačky se testují přímo na válečkovém dopravníku, který je součástí montážní linky pracující v režimu JIT, viz obrázek 8.



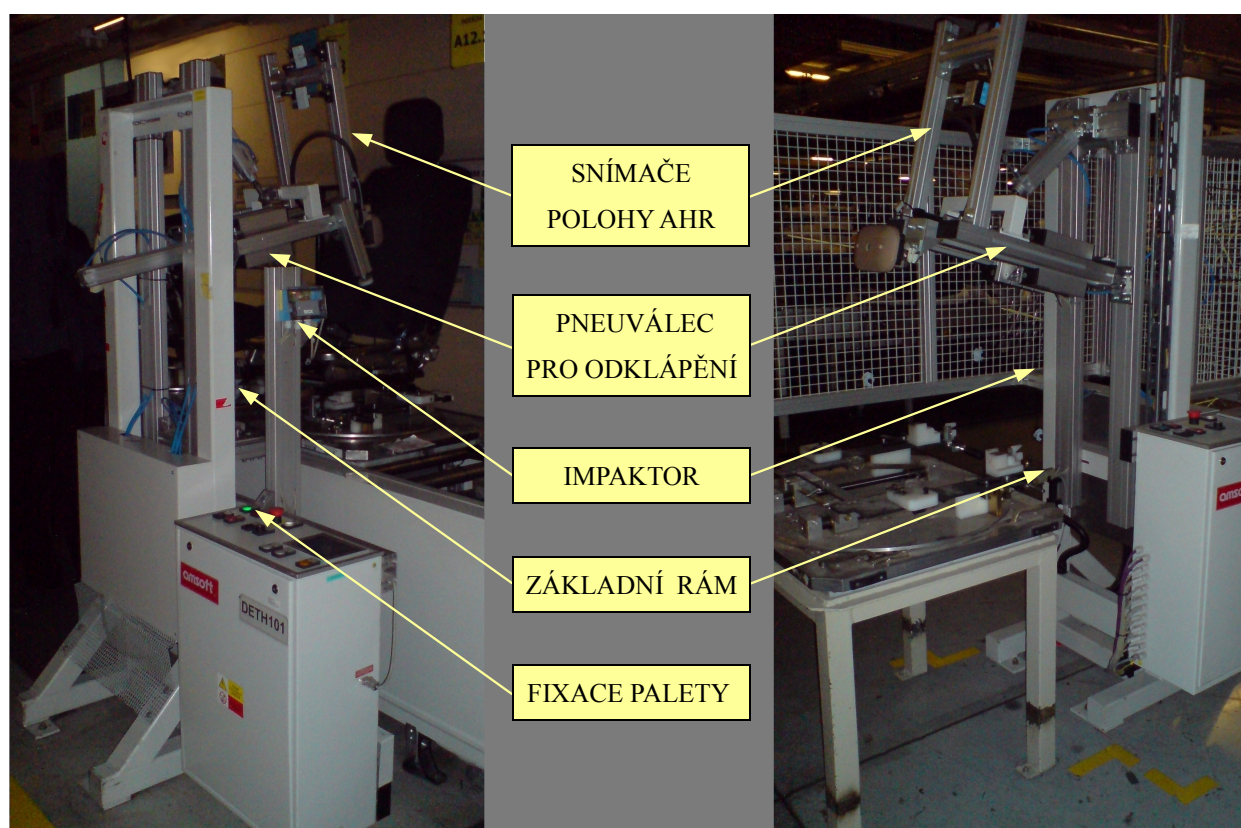
Obr. 8 Montážní linka v JC pracuje v režimu JIT

Protože se sedačky na stoper dopravují na jednoúčelových paletách s určitou vůlí, fixační člen testeru vymezuje horizontální polohu palety. Konstrukční řešení stroje je svázáno s pevně danými rozměry soustavy dopravník – paleta – sedačka. Fixační člen, sklopné rameno impaktoru i samotná impakční jednotka je poháněna přímočarými pneumaty.

Bezdotykový odměřovací systém s optoelektrickými laserovými snímači vzdálenosti snímá okamžitou polohu opěrky při aktuální testové síle. Pro regulaci této síly tlakem vzduchu slouží redukční proporcionální ventil. Pomocí tohoto prvku je ovládán válec impaktoru podle aktuálních informací o průběžně vyhodnocované testovací síle. Protože přibližné vyhodnocování okamžité velikosti impakční síly přímo z údaje o tlaku provozního média by nemělo dostatečnou přesnost, je impaktor osazen odporovým tenzometrickým snímačem s deformačním členem typu „S“, který měří reálnou momentální hodnotu síly.

Při dopravě sedadel na testovací místo se rameno impaktoru přemístí, pomocí pneumatického válce do bezpečné polohy, aby nemohlo dojít ke kolizi s vyvýšenými částmi sedáku nebo s mechanismem pro uchycení bezpečnostního pásu. Při uvedení do provozu byly polohy impaktoru, tedy poloha bezpečná i testovací, pevně seřízeny a nelze je během provozu měnit.

Testem musí projít každá vyrobená autosedačka. Sedačky které nevyhoví testovým kritériím jsou po odstranění závady testovány pomocí druhého testeru, který je umístěn mimo dopravník.



Obr. 9 Stávající zařízení na montážní lince a tester opravených sedaček

Na obrázku 9 vlevo je fotografie stávajícího zařízení, které postupně testuje funkci systému aktivní opěrky hlavy u všech autosedaček, které jsou přes testovací pracoviště transportovány na dopravníku. Vpravo je fotografie druhého testeru, který slouží pro kontrolu opravených sedaček. Ten je konstrukčně velice podobný. Jak je vidět z popisků, hlavním rozdílem je absence jednotky pro fixaci palety. Dopravník i testovací zařízení dodávala firma TMT spol. s r.o. Chrudim.

3. Inovace testovacího zařízení

3.1 Plánování inovace

3.1.1 Identifikace inovačních příležitostí

Mapování zájmu o problematiku testování systémů aktivní opěrky hlavy, které proběhlo v několika firmách – například ŠKODA AUTO a. s., ukázalo zájem ve firmě Johnson Controls (dále JC) v Žilině na Slovensku, kde stávající zařízení pracuje. Firma vyrábí sedačky v režimu JIT pro automobilku KIA Motors Slovakia, s.r.o.

3.1.2 Inovační prohlášení

Cílem je inovace jednoúčelového testovacího zařízení systému AHR, které lépe vyhoví současným i budoucím požadavkům JC. Cílovým primárním trhem je montážní hala Johnson Controls v Žilině na Slovensku. Není vyloučen podružný trh v jiných divizích společnosti JC orientovaných na výrobu autosedaček.

3.1.3 Projektové řízení

Inovační projekt byl plánován a řízen za pomoci software MS project Professional 2003 od doby, kdy byly částečně identifikovány zákaznické potřeby. Pro značnou informační nejistotu v této fázi bylo nutné do projektového plánu postupně zavádět nové detailnější informace o potřebných úkolech a časové odhady. Projekt byl plánován od data dokončení. K vytváření plánu a vazeb mezi úkoly bylo často využíváno zobrazení Síťový diagram. Jelikož pracovních zdrojů bylo jen několik a nebyly analyzovány náklady, hlavním přínosem pro inovaci bylo zachycení posloupnosti kroků a časový harmonogram. I ve fázích řízení byl plán nezanedbatelně upravován na základě aktualizovaných informací, například když byla odhalena nutnost připojení celé stabilizační jednotky, takže došlo k odchylkám od směrného plánu. Ukázka projektového plánu v nejpoužívanějším zobrazení s časovou osou, tedy v Ganttově diagramu, je v příloze 40.

3.2 Tvorba konceptu inovovaného zařízení

3.2.1 První fáze identifikace potřeb v provozu JC

Protože současné zařízení je v provozu již několik let, byla s vedoucími technickými pracovníky v JC projednána například tato možná vylepšení považovaná za potenciální inovační příležitosti:

1. přidání další funkce

Tester by nejenom testoval vlastní systém aktivní opěrky hlavy, ale i sedačku či opěrku, například podle předpisů Evropské hospodářské komise **EHK – R 17** a **EHK – R 25** uvedených v oddílech 1.2.1 a 1.2.2. Princip těchto testů je totiž velice podobný, takže některé stávající části zařízení by plnily více funkcí, což je v souladu se zákonem o zvyšování stupně ideálnosti podle [13]. Tyto testy jsou však v současnosti prováděny ve specializovaných laboratořích a to pro malý počet kusů. Toto vylepšení přináší komplikace s oprávněním, autorizací a certifikací.

2. zvýšení přesnosti odměřování nebo regulace impakční síly

Odměřování impakční síly i její regulace se v provozu ukázala jako zcela vyhovující.

3. zvýšení přesnosti nebo spolehlivosti systému pro odměřování polohy aktivní opěrky

Odměřování polohy opěrky je zatíženo chybami. Zvýšení přesnosti bude vedlejší cíl inovace.

4. snížení hodnoty času testovacího cyklu

Na místě byla pomocí stopek změřena doba, kdy projde jedna sedačka kompletním testem včetně dopravy na testované místo a přípravy místa pro následující sedačku. Čas cyklu zařízení je přibližně 17 sekund, což je vzhledem k momentálnímu taktu, který se rovná 23 sekundám, vyhovující. Při aktuálním seřízení rychlostí pohybů stávajícího zařízení neomezuje výrobní proces.

5. zvýšení spolehlivosti zařízení

Kromě zmíněného odměřovacího systému je spolehlivost zařízení vysoká. Probíhají občasné výměny jednoho z pneumatických prvků, jinak tester pracuje korektně.

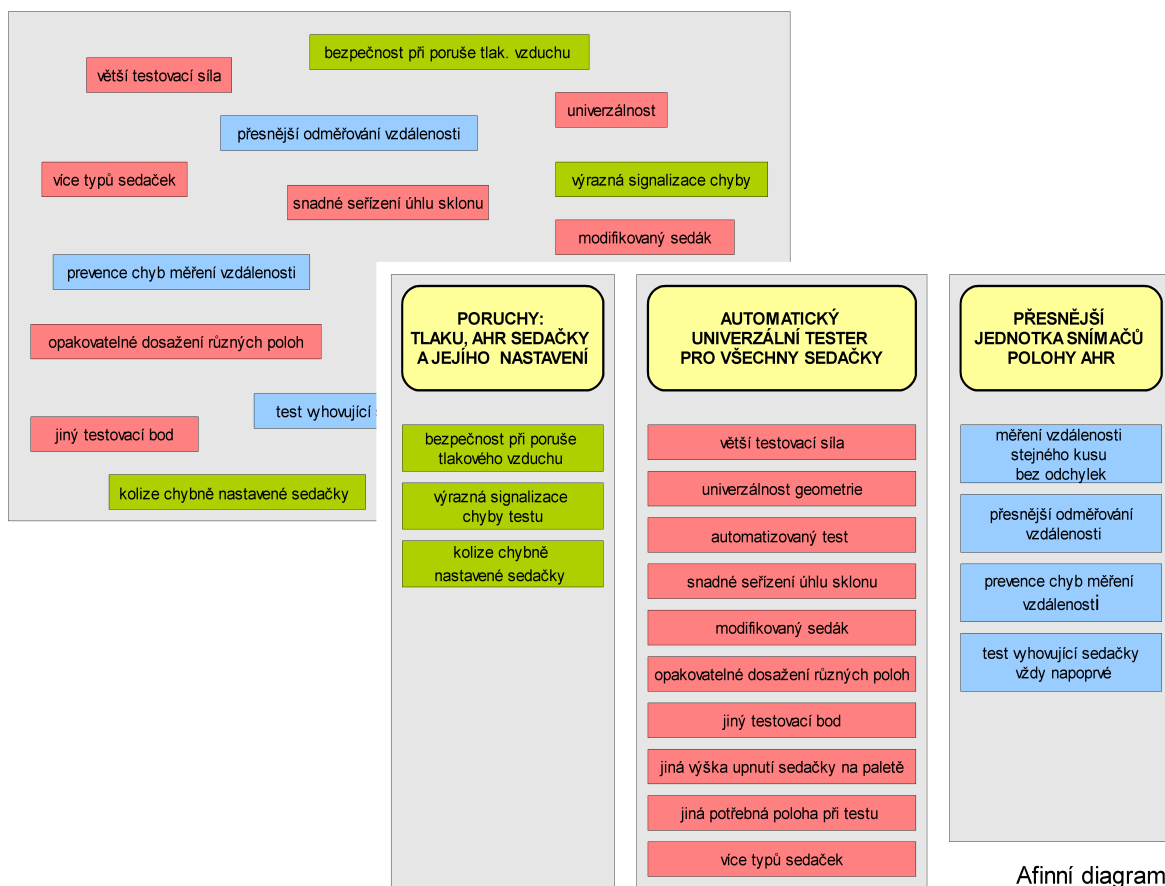
6. flexibilita zařízení (adaptabilita)

Flexibilita je dostatečná pouze při stávajících podmínkách ve smyslu testování systému AHR u dvou konkrétních autosedaček. Zde se ukázal hlavní prostor pro inovaci.

Již v této fázi bylo zjištěno, že pro zákazníka je z hlediska budoucího vývoje velmi důležitý poslední uvedený bod. Inovovaný tester by měl být univerzální, tedy schopný průběžně se adaptovat na rozměrově odlišné typy sedaček. Tento požadavek je hlavní součástí detailnějšího specifického průzkumu, který je popsán v následujícím oddílu, a bude dále rozpracován. Průzkum se zaměří také na bod 3, protože podle zákazníka by bylo přínosné také zdokonalení jednotky pro snímání polohy opěrky hlavy.

3.2.2 Interpretované zákaznické potřeby a jejich relativní význam

Interpretované zákaznické potřeby vycházející z průzkumu v JC jsou uvedeny v příloze 13. Potřeby jsou barevně odlišeny na základě příbuznosti a pomocí afinního diagramu přehledně uspořádány do tří základních celků, jak je vidět také z obrázku 10. V rámci zajištění dalších potřebných podkladů pro aplikaci metody QFD byl u vedoucích pracovníků v oblasti plánování a řízení výroby v JC proveden průzkum relativní významnosti jednotlivých potřeb.



Obr. 10 Sestavení afinního diagramu

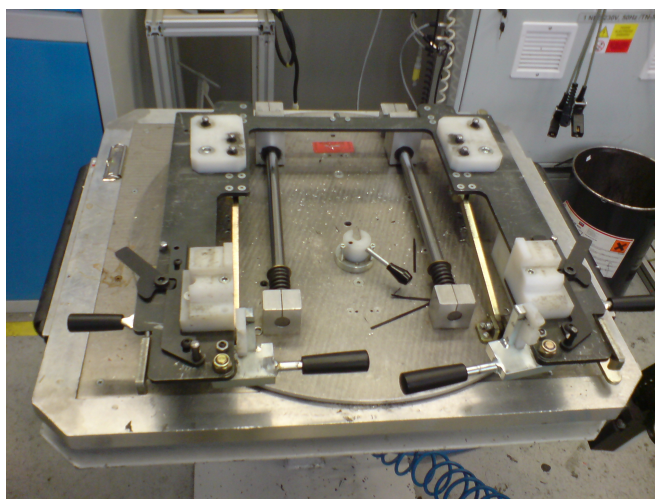
3.2.3 Shrnutí skutečných inovačních potřeb

Cílem je tedy inovace jednoúčelového testovacího zařízení, které:

- umožní test AHR systému několika *různých typů autosedaček* umístěných na jednotlivých paletách, které však mají odlišnou geometrii upínacích přípravků
- umožní test odlišných typů vlastního AHR systému – zejména s odlišnou *polohou aktuatoru*
- se přizpůsobí rozdílným *polohám sedaček v přípravku*, jejich modifikované geometrii a požadované testovací síle v čase vyhovujícím pro provoz v JIT
- zvýší přesnost jednotky pro identifikaci polohy AHR
- umožní bezobslužný provoz díky režimu *automatizovaného nastavení poloh* i testování
- bude mít nastavitelný úhel sklonu impaktoru v požadovaném rozsahu
- při všech přidaných funkcích bude respektovat takt linky minimálním navýšením času cyklu
- bude předcházet kolizím v případě chybného nastavení sedačky
- jasně signalizuje veškeré nestandardní stavy

3.2.4 Rozměrová adaptabilita – rozpracování klíčové potřeby zákazníka

Tester je ručně seřízen tak, že ve své testovací poloze funguje pro levou i pravou sedačku z jedné výrokové řady. To je umožněno speciálním přípravkem, který je součástí každé palety, viz obrázek 11.



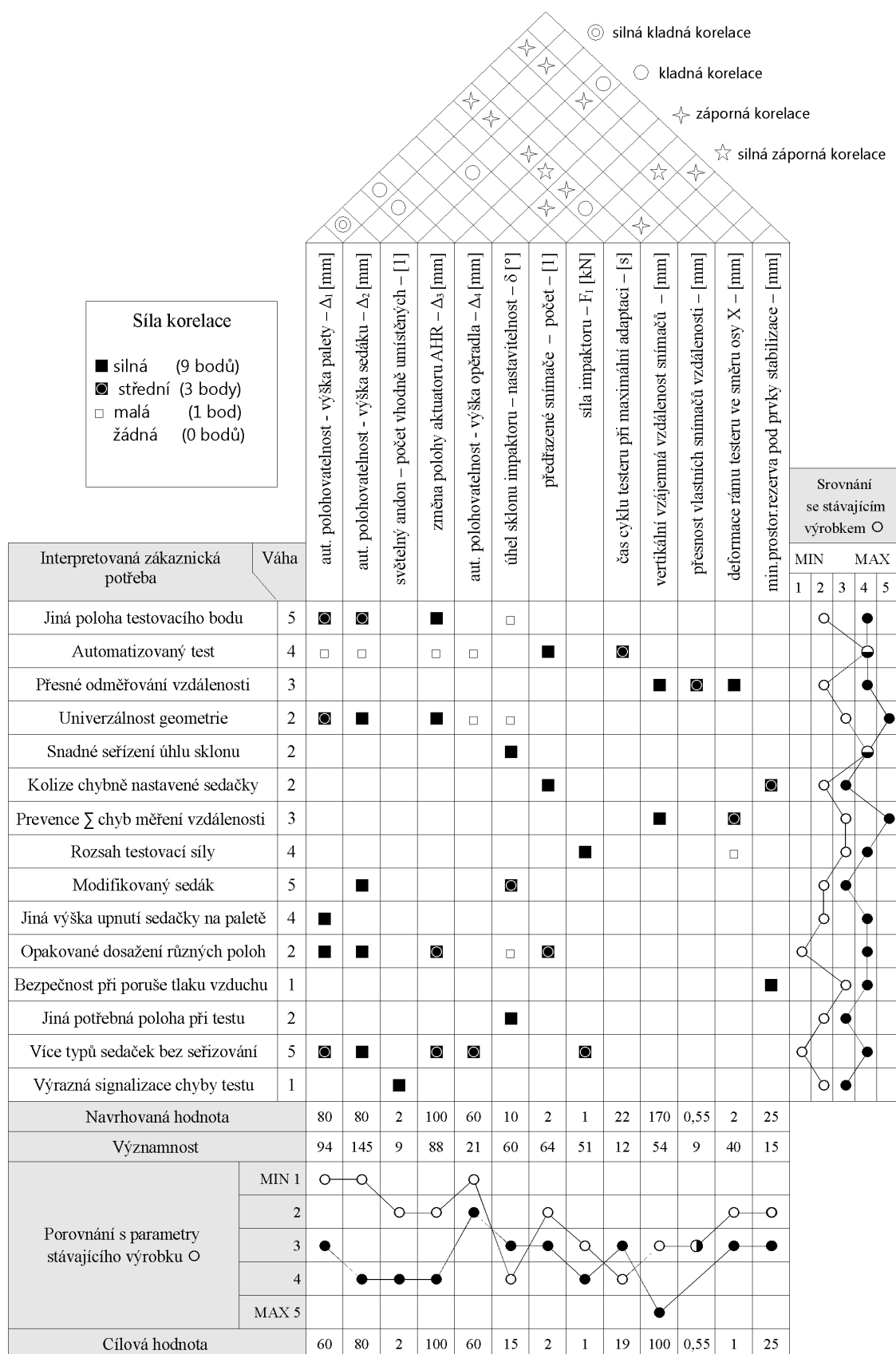
Obr. 11 Paleta s upínkami

Poměrně složité přípravky musí uchytit sedačky s opakovatelnou přesností, protože jinak by byla ohrožena kvalita provedení testu. Tento systém je zatím vyhovující, protože AHR systémy všech testovaných autosedaček vycházejí z typu pro model C'eed a vyžadují tedy stejnou polohu i průběh impakce. Životní cyklus výrobků se však krátí a automobily nejsou výjimkou. V současnosti se již pracuje na dokonalejším systému AHR pro model Sportage. V průběhu zpracovávání této práce byla rozšířena výroba také o model Hyundai IX35. Podle vedení JC lze očekávat další rozšíření výrobního portfolia o jeden až dva typy sedaček. Uvažuje se o modelech vozidel z kategorie SUV s rozdílnou geometrií sedačky, jako je například sedmimístné Sorento. Technicky je velice obtížné navrhnout palety s přípravky schopnými rotačně uchytit a fixovat další tvarově různé typy autosedaček takovým způsobem, aby při testu na stávajícím testeru byly akční členy jejich AHR systémů v jednotné poloze v prostoru. I kdyby se to při specifických výhodných podmínkách prokázalo jako technicky realizovatelné, výroba takových palet by při jejich celkovém počtu 250 kusů přinesla podstatné zvýšení nákladů. Současný tester je zároveň jediným pracovištěm linky, které vyžaduje přesnou konkrétní polohu sedačky v prostoru.

Proto musí být impaktor inovovaného testeru adaptabilní, tedy musí automaticky přizpůsobit svoji vertikální polohu podle rozměrů právě testované jednotky. To si vyžádá velmi podstatné konstrukční změny. Rovněž bude nutné navrhnout polohovací mechanismus pro jednotku snímačů polohy AHR, který umožní její automatické vertikální nastavování. Následující oddíly se zabývají problematikou jak transformovat tyto a další identifikované zákaznické potřeby na konkrétní jasně definované charakteristiky inovovaného testovacího zařízení.

3.2.5 Specifikace charakteristik testeru pomocí metody QFD

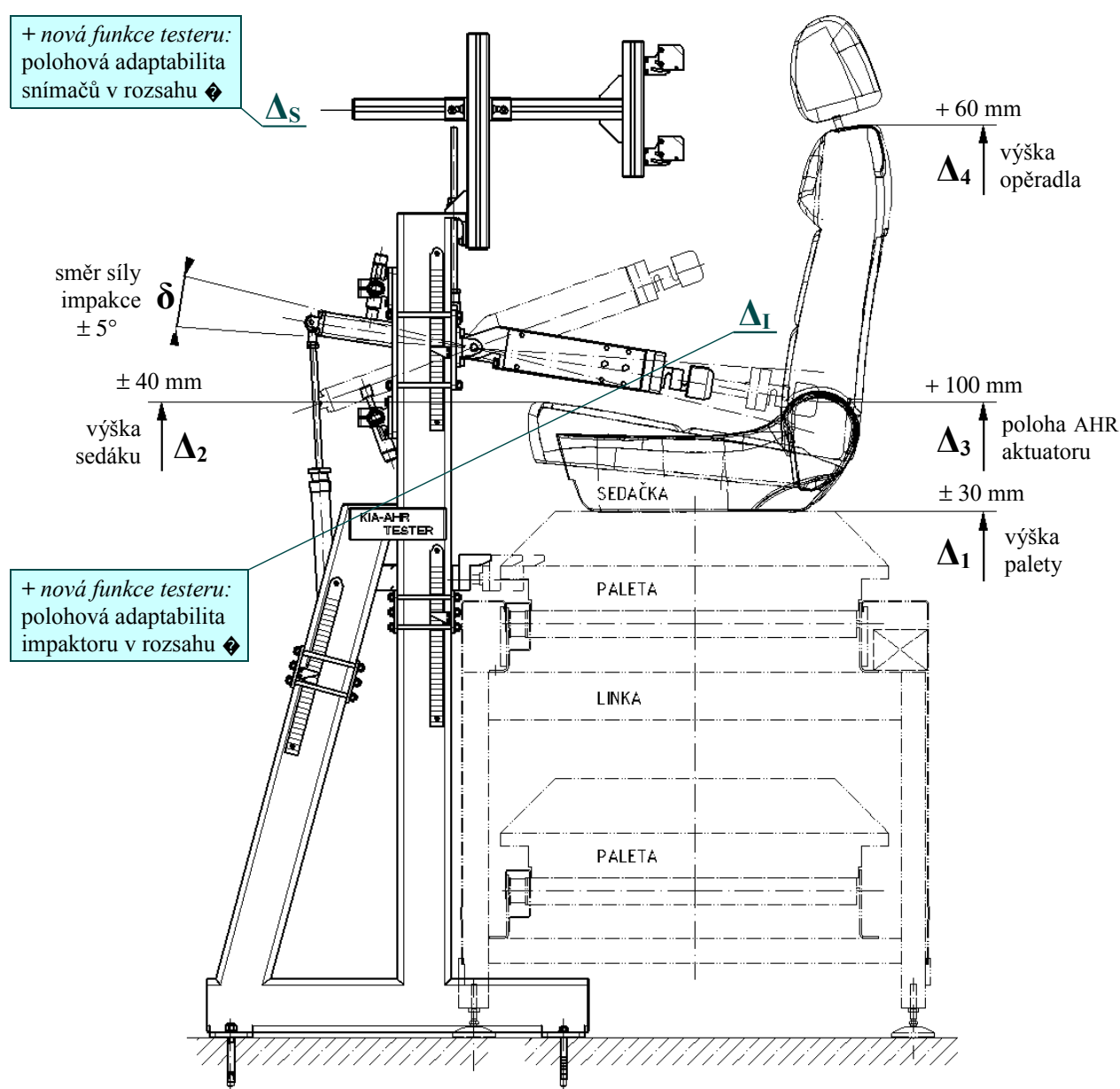
Aby výsledné vlastnosti inovovaného zařízení co nejvíce odpovídaly skutečným zákaznickým potřebám, byla cílová výrobní specifikace, shrnující měřitelné charakteristiky inovovaného testeru, stanovena s využitím metody QFD. Základem domu jakosti, uvedeného na obrázku 12, je korelační matice vyjadřující vztah mezi potřebami zákazníků a jednotlivými technickými charakteristikami výrobku. Jak je z tohoto obrázku zřejmé, pro stanovení cílové specifikace byla zohledněna i další hlediska, jako významnost jednotlivých potřeb, vazba mezi charakteristikami a porovnání se stávajícím zařízením. Obvykle se v této matici výrobek srovnává s nějakým konkurenčním. Nepodařilo se však zjistit potřebné informace o žádném podobném zařízení, a to pravděpodobně z důvodu utajení informací.



Obr. 12 Korelační matice QFD – dům jakosti

3.2.6 Dekompozice požadavku na adaptabilitu

Při hledání vhodné specifikace výše uvedeným postupem, bylo využito odborného odhadu pracovníků plánování výroby v JC. Jednotlivé typy testovaných sedaček se budou lišit. Zejména bylo potřeba stanovit jaké konkrétní modifikace geometrie a polohy sedačky na paletě je možné v blízké budoucnosti očekávat. Seřizovací mechanismy testovacího zařízení tedy musí být schopny přizpůsobit polohu impaktoru pěti základním odchylkám naznačeným na obrázku 13.



Obr. 13 Odchytky geometrie a polohy

V následujících oddílech jsou definovány nejen samotné hodnoty těchto odchylek, ale i cílová specifikace pro návrh jednotlivých seřizovacích a automatických polohovacích mechanismů.

3.2.7 Cílová specifikace jednotky pro automatické nastavení polohy impaktoru

– Δ_1 výšky palety a upínacího přípravku (± 30 mm)

– Δ_2 výšky sedáku (± 40 mm)

– Δ_3 polohy aktuatoru AHR systému v opěradle (+ 100 mm)

→ rozsah polohové adaptability jednotky impaktoru $\Delta_I \approx \Delta_I^+ + \Delta_I^- + \Delta_2^+ + \Delta_2^- + \Delta_3 = 240$ mm

Relativně vzhledem k poloze impaktoru nastavené pro stávající sedačku bude celková odchylka v kladném směru Δ_I^+ o velikosti 170 mm a odchylka Δ_I^- o velikosti 70 mm ve směru záporném. Polohu impaktoru v horizontálním směru lze považovat za konstantní, protože lze díky kolejnicím sedačky posouvat. Dráha pohybu hlavice impaktoru však bude navržena s rezervou.

3.2.8 Cílová specifikace mechanismů pro automatické polohování jednotky snímačů

– Δ_4 výšky opěradla (+60 mm)

– Δ_1 a Δ_2 mají také vliv na polohu jednotky snímačů; jejich hodnoty jsou specifikované výše

→ rozsah polohové adaptability jednotky snímačů $\Delta_S \approx \Delta_4 + \Delta_I^+ + \Delta_I^- + \Delta_2^+ + \Delta_2^- = 200$ mm

Rozsah je určen potřebnou odchylkou Δ_S^+ v kladném směru o velikosti 130 mm a Δ_S^- ve směru záporném o velikosti 70 mm ve vztahu ke stávajícímu nastavení jednotky snímačů. Očekáváme, že sklony opěradel všech sedaček budou při testu nastaveny shodně, tedy pro jednorázové úhlové seřízení snímačů postačí vhodné stavitelné držáky. Jednotka by také měla vykazovat přesnější výsledky než ta stávající díky návrhu dokonalejšího systému kompenzace hlavní chybové veličiny – odchylky polohy vyvolané deformací sedačky při zatížení opěradla testovací silou.

3.2.9 Cílová specifikace jednotky pro seřízení úhlu sklonu impaktoru

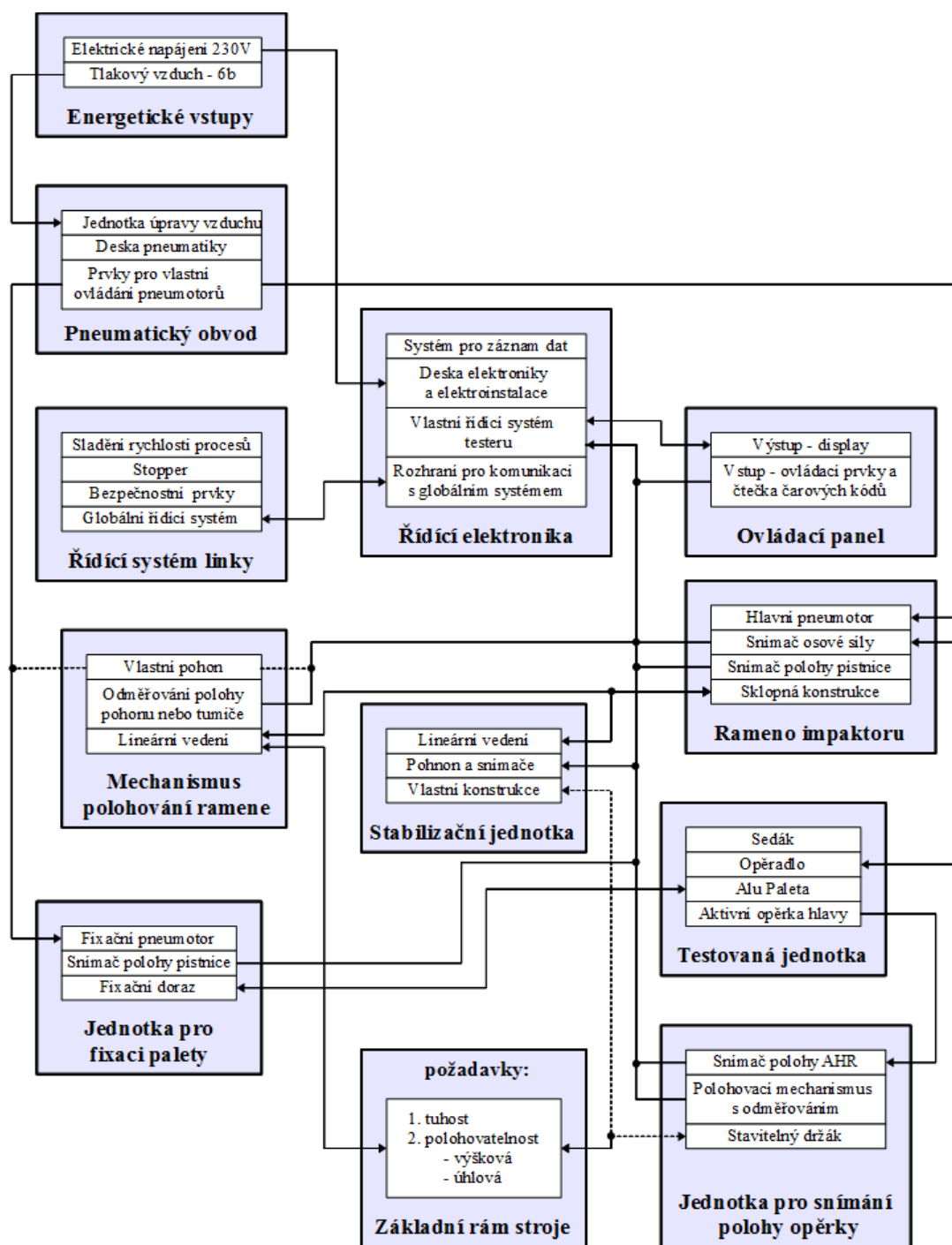
Předpoklad, že každý typ sedačky by bylo nutno testovat pod jiným úhlem byl shledán nepravděpodobným, neboť směr impakce je podložen dynamickou analýzou při vývoji systému AHR. Pro účel testu není problém nastavit jednotný úhel sklonu opěry všech testovaných kusů.

→ rozsah úhlové adaptability $\delta \approx 10^\circ$ při manuálním seřízení

Uváděné rozsahy polohové adaptability odpovídají samotným rozdílům geometrie mezi jednotlivými typy testovaných sedaček. Ve finální specifikaci zařízení se hodnoty některých parametrů liší, protože se do nich ve fázi detailního návrhu promítly další požadavky a omezení.

3.2.10 Návrh architektury testeru na systémové úrovni

Základní funkční celky stávajícího stroje, okolní bloky a jejich vzájemné významné mechanické, energetické a informační vazby jsou znázorněny pomocí schématu uvedeného v obrázku 14. Čárkovaně znázorněné vazby značí rozdíly mezi koncepty ANP-8 a ANP-9, viz oddíl 3.2.11.



Obr. 14 Blokové schéma inovovaného testovacího zařízení

3.2.11 Tvorba konceptů ANP – automatické nastavení polohy a seřízení sklonu impaktoru

Impaktor se musí stejně jako na stávajícím zařízení po každém testu přemístit do bezpečné polohy tak, aby nemohlo dojít ke kolizi s následující testovanou sedačkou. Toho může být dosaženo rotačně nebo translačně. Koncepty spočívají v návrhu kinematické geometrie a jednotlivých pohyblivých jednotek zařízení s využitím nakupovaných pohonů tak, aby mohly být zároveň splněny zákaznické požadavky na *adaptabilitu testeru*. Nejlepší koncepty byly vygenerovány za pomoci metody ARIZ 85B [13], neboť zde docházelo k četným technickým rozporům. Nejvýznamnějším a nejčastějším z nich byl velký nárůst složitosti a s tím spojený pokles spolehlivosti zapříčiněný nutností doplnit jednotlivé pohony s vedením či další seřizovací nebo nastavovací mechanismy, které daná úloha vyžaduje. Díky tomu výsledný návrh zařízení lépe vyhovuje z pohledu metod DFX dle [11]. Ke každému níže popsanému konceptu je uveden obrázek a to postupně v přílohách 1–10, viz seznam příloh 4.3.

ANP-1

Východiskem pro tento koncept, uvedený v příloze 1, bylo zachování původního pneumatického válce jako pohonu, který se pro funkci prevence kolize impaktoru se sedačkou v praxi osvědčil. Seřizování polohy jednotky impaktoru v definovaném rozsahu Δ_1 podle přednastavených parametrů testované autosedačky je umožněno dvěma elektrickými lineárními šroubovými pohony s lineárním vedením. Výhodou je možnost automatického nastavování úhlu, ale problémem synchronizace těchto pohonů. Třetí lineární pohon zajišťuje polohování jednotky snímačů v rozsahu Δ_s tak jako u ostatních konceptů.

ANP-2

Jediný lineární elektrický šroubový pohon zajistí seřizování polohy jednotky impaktoru. Díky lineárnímu vedení ve vodících tyčích se vertikálně polohuje celý blok včetně speciálního pneumatického válce s brzdou. Ten díky svému proměnnému zdvihu umožní kromě pravidelného odklápění impaktoru do bezpečné polohy, což je jeho hlavní funkcí, i přibližné úhlové nastavování jeho sklonu. Koncept je uveden v příloze 2.



ANP-3

Vertikálně se pomocí elektrického šroubového pohonu a lineárního vedení polohuje blok se standardním pneumatickým válcem, který slouží k odklápění impaktoru do bezpečné polohy. Součástí tohoto bloku jsou také hliníkové profily, díky kterým je možné manuálně posouvat jednotlivé kyvné příruby. Tímto způsobem je vyřešeno úhlové seřizování v rozsahu δ . Alternativně by bylo možno využít miniaturního seřizovacího pohonu pro automatické seřizování úhlu, což je součástí schématického znázornění konceptu v příloze 3.

ANP-4

Jeden elektrický šroubový pohon s využitím lineárního vedení vertikálně polohuje celý blok pro kloubové uchycení ramena impaktoru a druhý elektrický pohon nezávisle mění polohu příruby standardního pneumatického válce, jak je vidět z přílohy 4. Za předpokladu dobré synchronizace těchto pohonů je možno nastavovat vertikální polohu impaktoru i seřizovat úhel sklonu jeho ramena. Jedná se pouze o nutnou adaptaci při změně geometrie testované jednotky, nicméně funkci prevence kolize zajišťuje i zde standardní pneumatický válec odklápěním impaktoru.

ANP-5

Lineární šroubový pohon polohuje celý blok se standardním pneumatickým válcem a s tlumičem nárazu pro plynulé kinetické pohlcení energie při akci tohoto pneumatického válce. Tento tlumič zároveň definuje úhel sklonu impaktoru. Poloha tlumiče nárazu je modifikovatelná standardně ručně jeho prostým vyšroubováním. To umožňuje seřadit úhel sklonu impaktoru v požadovaném rozsahu δ . Alternativní řešení s automatizovaným nastavováním polohy tlumiče nárazu pomocí miniaturního seřizovacího pohonu je uvedeno v příloze 5.

ANP-6

Jde o podobný systém jako v ANP-5, využívá však dvou ručně nebo elektricky seřizovaných tlumičů nárazu v obou krajních polohách pneumatického válce. Podle aktuálně testovaného typu sedáku se druhým tlumičem nárazu nastavuje rozsah odklápění impaktoru do polohy bezpečné z hlediska kolize s bočními mechanismy. Omezením délky trajektorie rotačního pohybu impaktoru vždy podle skutečných potřeb je minimalizována doba pro odklápění. Viz příloha 6.

ANP-7

Pouze v tomto konceptu zajišťují funkce vertikálního polohování i odklápění ramena impaktoru do bezpečné polohy pneumatické válce. Krajní polohy pneumotorů jsou omezeny. Úhel sklonu impaktoru je definován polohováním tlumiče nárazu pomocí elektrického pohonu. Spodní elektrický pohon s lineárním vedením seřizuje polohu kyvné příruby pneumatického válce pro odklápění. Musí být zajištěna synchronizace pohonů. Koncept je uveden v příloze 7.

ANP-8

Jak je vidět z přílohy 8, jediný elektrický šroubový pohon plní funkci seřizování vertikální polohy impaktoru v požadovaném rozsahu Δ_I a zároveň plní i funkci vlastního polohování impaktoru do bezpečné polohy jako prevence kolize s bočními částmi sedáku. Díky tomu není v tomto řešení žádný pneumotor pro odklápění ramena s impaktorem. Ve vodičích tyčích je veden blok s vlastním impaktorem a jednotkou pro seřizování úhlu jeho sklonu v požadovaném rozsahu δ . Tato jednotka může být tvořena malým seřizovacím pohonem nebo v jednodušší verzi pomocí manuálního šroubového seřizovacího mechanismu.

ANP-9

Tento návrh, principiálně vycházející z ANP-8, je v příloze 9. Stejný blok s úhlově nastavitelným impaktorem zde výškově polohuje standardní pneumatický válec. Ten však nevyužívá celého svého zdvihu, protože spodní poloha dosahovaná jeho pístnicí je vymezena tlumičem nárazu. Před aktivací pneumotoru je tlumič polohován do příslušného místa, vždy v závislosti na typu sedačky, menším lineárním šroubovým pohonem. Horní poloha bloku s impaktorem je fixní, protože pístnice polohovacího pneumatického válce se pohybuje až do své koncové polohy.

ANP-10

Vychází z varianty testovacího zařízení nesoucí v literatuře [47] označení 5c. Pneumatický válec zde i nadále plní funkci odklápění impaktoru do bezpečné polohy jako prevence kolize s bočními částmi sedáku a úhlové seřízení impaktoru probíhá vyšroubováním tlumičů nárazu. Původní metrické závitové tyče pro seřízení geometrie jsou však nahrazeny pohybovými šrouby. Matice těchto pohybových šroubů jsou přes převodovku udávány do pohybu externími krokovými elektrickými motory. Při dosažení součinnosti těchto dvou přidaných pohonů je seřizována poloha jednotky impaktoru v definovaném rozsahu Δ_I . Původní plechové příruby musí být doplněny vodičícími tyčemi orientovanými ve směru pohybových šroubů. Koncept je v příloze 10.

3.2.12 Vícekriteriální výběr konceptu ANP a ověření zákazníkem

Pro usnadnění finálního výběru nejlepšího konceptu byla sestavena jednoduchá srovnávací tabulka. Každý z nich byl navržen s ohledem na cílovou specifikaci, proto jsou v tabulce 2 zohledněny pouze ty vlastnosti, ve kterých se jednotlivé varianty liší a těmto vlastnostem jsou přiřazeny body relativního významu.

Tab. 2 Kriteriační mapa variant konstrukce ANP – automatické nastavení impaktoru

Porovnávané kritérium	Váha kritéria (body)	Varianta konstrukce – koncept ANP-									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Celková složitost mechanismů	3	–	0	0	0	0	–	–	+	0	–
Jednoduchost programování poloh	2	–	–	+	–	0	–	–	+	+	–
Pohybované hmoty	1	–	0	–	0	0	–	–	0	+	–
Rychlost ručního seřízení úhlu δ	1	–	–	0	0	+	+	+	+	+	+
Poměr nutné/reálné pohyby	1	–	+	–	–	–	+	+	+	–	0
Počet pohonů – spolehlivost	3	–	0	0	–	0	0	–	+	0	–
Nároky na lineární vedení	3	–	0	–	0	0	0	–	+	+	–
Náklady na servis	2	–	–	–	–	+	0	–	0	+	–
Pohony – současné působení	1	–	+	+	–	+	+	–	+	+	–
Opakovatelná přesnost polohy	1	0	–	0	–	+	+	0	+	+	+
Bezpečnost při výpadku tlaku	1	–	–	–	–	0	0	–	+	0	–
Bezpečnost obsluhy	1	–	0	0	0	0	0	–	+	+	–
Výrobní složitost vyráběných dílů	3	0	0	0	+	+	0	–	+	0	0
Náklady na další komponenty	2	+	+	+	+	–	–	0	+	–	–
Náklady na pohony a ovladače	2	–	0	–	–	0	0	–	0	+	–
Automatické seřízení úhlu δ možné	1	+	0	+	+	+	+	+	+	+	–
Obtížnost zajištění celkové tuhosti	1	0	+	0	–	0	0	–	+	+	0
Předpokládaný čas cyklu	2	+	+	0	0	+	+	0	0	+	+
Absolutní \sum vlastností – počet celkových dosažených bodů		-16	0	-4	-8	9	-1	-19	24	15	-18
Pořadí		8	4	6	7	3	5	10	1	2	9
Postup varianty		✗	✗	✗	✗	✗	✗	✗	✓	✓	✗

Podle hodnotící tabulky mají vysoký počet dosažených bodů dva koncepty, ANP-8 a ANP-9. Oba byly proto detailněji posouzeny z hlediska jejich konstrukčního řešení.

Varianta polohovacího řešení vycházející z ANP-9. Lineární elektrický šroubový pohon slouží pouze jako polohovací zařízení pro přesun tlumiče náraz u typu YSR, který byl předběžně nadimenzován. S tímto tlumičem se polohuje také snímač polohy. Translační pohyb vlastního impaktoru je následně vyvozen obyčejným pneumatickým válcem řady DSNU s druhým snímačem polohy, a to v trajektorii omezené právě tlumičem nárazu. Výhodou této varianty s přesným mechanickým zajištěním mezipoloh pneumatického válce jsou menší dynamické nároky na elektrický lineární pohon, protože ten pohyboval oproti ostatním variantám s podstatně menšími hmotami. V úvodních fázích modelování se však ukázalo, že takové mechanické zajištění požadované polohy dvěma nezávislými pohony je poměrně komplikované a je nutné využít větší počet dílů. To je nevýhodné z pohledu metod DFX dle [11], výsledná spolehlivost zařízení by byla pravděpodobně nižší a výsledná cena vyšší.

Druhá alternativní varianta řešení s pneumatickým válcem typu DSNU s regulátorem koncových poloh SPC-11 předběžně nakonfigurovaná za pomoci programu SOFT-STOP od firmy FESTO vychází ze stejného konceptu. Takový náhradní systém polohování je výrazně jednodušší, protože neobsahuje lineární šroubový pohon ani tlumič nárazu. Jednalo se sice o neekonomičtější řešení z pohledu pořizovacích nákladů i provozu, tento pohon bohužel neměl při požadovaném zdvihu dostatečnou přesnost ani stabilitu dosažené polohy.

Při předběžném dimenzování pohonů a během úvodních fází modelování koncept ANP-8 uvedené nevýhody konceptu ANP-9 nevykázal. Zákazník vyjádřil souhlas s tímto řešením. Inovované testovací zařízení proto *bude vycházet z konceptu ANP-8*.

3.2.13 Tvorba a výběr konceptu ANS – jednotka pro automatické nastavování snímačů

Protože se nepodařilo najít vhodný běžně prodáváný snímač vzdálenosti, který by byl schopný dostatečně přesně snímat polohu opěrky v celém pásmu možného výskytu opěrky hlavy s absolutní velikostí Δ_s , jednotka snímačů bude polohována elektrickým lineárním pohonem. Tento prvek přispívá k zajištění hlavního požadovaného cíle inovace, tedy *adaptability testeru*. Jedním z dalších požadavků zákazníka je *vyšší přesnost odměřování polohy AHR*.



Jednotka proto nebude připevněna přímo na impaktoru aby se do výsledku měření již nemohly přenášet vůle v jeho kloubovém uchycení. Podle předpisu Evropské hospodářské komise **EHK – R 25**, uvedeného v oddílu 1.2.2, může při zatížení testovací silou docházet ke značným deformacím opěradla. Součástí každého konceptu je proto také navržen systém pro snížení vlivu chybových veličin, který využívá druhý snímač jako kompenzační.

ANS-1

Jednotka snímačů je v tomto konceptu připevněna k rámu testeru. Polohování obou snímačů je nezávislé a využívá nakupovaných miniaturních lineárních jednotek pro malá zatížení. Po odečtení informací z kompenzačního snímače, nastaveného na vrchní část opěradla, není výsledný údaj absolutní vzdáleností opěrky v prostoru, ale okamžitá relativní vzdálenost opěrky vzhledem k opěradlu. Tímto způsobem je kompenzována prostorová odchylka polohy opěrky způsobená deformacemi, tedy ta která nesouvisí s vlastní činností systému AHR. Obrázky všech konceptů ANS jsou uvedeny v příloze 11.

ANS-2

Jednotka snímačů je připevněna k rámu testeru, ale snímače jsou s konstantní roztečí umístěné na společném hliníkovém profilu, který je polohován lineární jednotkou s vedením. To vychází z předpokladu, že u všech sedaček bude stejná poloha opěrky hlavy nad opěradlem sedáku. Systém kompenzace je obdobou řešení použitého u stávajícího zařízení a je méně přesný, protože při impakci dochází k většímu průhybu opěradla v jeho horní části s opěrkou, jejíž vzdálenost snímá horní snímač než v nižším bodě opěradla, na který je nastaven spodní snímač.

ANS-3

Automatické polohování snímačů je zajištěno podobným způsobem jako v ANS-2, ale systém kompenzace chybových veličin je zdokonalen. Jednotka snímačů je připevněna k rámu testeru, který je při působení impakční síly deformován. V tomto konceptu jsou proto oba snímače umístěny ve stejné výšce, takže jsou nežádoucí vlivy průhybu opěradla i deformace rámu testeru téměř eliminovány, jak detailněji popisuje oddíl 3.3.8.

ANS-4

Princip kompenzace chybových veličin je totožný jako v ANS-3. Při návštěvě v JC se došlo k závěru, že je možné a rozměrově dokonce výhodnější umístit celou jednotku na sloup, který je bezprostředně před testovacím místem. Přesnost snímání je zde ještě zvýšena, protože průhyb rámu ani vůle na vlastním testovacím zařízení nemohou ovlivnit výsledky měření.

Tab. 3 Kriteriační mapa výběru konceptu ANS – automatické nastavení snímačů

Porovnávané kritérium	Váha kritéria (body)	Koncept			
		ANS-1	ANS-2	ANS-3	ANS-4
Úroveň kompenzace chybových veličin	3	0	0	+	+
Vliv deformace rámu testeru na měření	1	–	–	0	+
Náklady na použité lineární pohony	2	–	+	0	0
Univerzálnost (modifikovaná opěrka)	2	0	–	+	+
Potřebná délka výložníku	1	+	+	–	0
Zástavbový prostor – nebezpečí kolize	2	0	0	–	+
Absolutní Σ vlastností – počet celkových dosažených bodů		-2	0	2	8
Pořadí		4	3	2	1
Postup varianty		✗	✗	✗	✓

Pro modelování konstrukce automatické jednotky snímačů se bude vycházet z konceptu ANS-4.

3.2.14 Tvorba a výběr konceptu JSS – jednotka pro stabilizaci sedačky na paletě

V průběhu analýzy stávajícího stavu v JC se objevila nutnost vertikální stabilizace sedačky, protože přípravky pro uchycení sedačky k hliníkové paletě mají z pohledu přesnosti testovacího zařízení zcela nepřijatelné vůle. Sedačky se testují ještě před montáží PUR pěny a potahu. Byly tedy definovány dva kontaktní body přímo na profilovaném plechu sedáku. V těchto místech jsou dostatečné rovné opěrné plochy, a je tedy možné sedačku bezpečně stabilizovat.

Vzhledem k tomu, že zařízení musí fungovat i pro sedačky s různou polohou AHR aktuatoru v opěradle v rozsahu Δ_3 , stabilizační člen musí být pohyblivý. Po zavržení pružinových systémů se ukázalo, že tuto funkci nejlépe splní obyčejný a ekonomicky nenáročný pneumatický válec. Každý z uvedených konceptů předpokládá využití takového uchycení, které umožní manuální seřízení směru působení stabilizační síly, tak aby vždy působila kolmo k povrchu sedáku. Zjednodušené modely všech uvedených konceptů jsou obsahem přílohy 12.

JSS-1

Sedačka je před testem shora přitlačena k dopravníku dvěma nezávislými pneumatickými pohony – v každém definovaném kontaktním bodě jedním. Na jejich pístnicích jsou přímo namontovány patky s kloubovou hlavicí. Podle výrobce by však mohlo dojít k přičení volné pístnice, což by vedlo k nadměrné spotřebě tlakového vzduchu.

JSS-2

Ke stabilizaci sedačka je využito dvou pneumotorů s integrovanou vodící jednotkou. Pístnice takových pneumotorů není nadměrně zatížena a proto lze očekávat jejich vyšší životnost. Koncept ale vyžaduje nákladnější nakupované prvky než JSS-1. Také se po jejich předběžném nadimenzování ukázalo, že by to vedlo k podstatnému zvýšení hmotnosti. To by mohlo velmi negativně ovlivnit náklady na komponenty jednotky pro polohování impaktoru, zejména na elektrický lineární pohon.

JSS-3

Jediný standardní pneumatický válec vyvodí požadovanou sílu, která udává do pohybu dvě vodící tyče. Sedačku k dopravníku přitlačují patky uchycené na koncích těchto tyčí a to v přesně definovaných kontaktních bodech s vyšší tuhostí sedáku. Nedochozí tedy k žádnému vzpěrnému namáhání pístnice, protože pneumotor pracuje jako tažný válec.

JSS-4

Tento koncept je obdobou řešení JSS-2. Jediný pneumotor s větším průměrem pístu a s externí vodící jednotkou a přitlačuje sedačku k dopravníku asymetricky pouze na její levé straně. Síla je na sedák přenesena v určité oblasti kolem kontaktního bodu přes pryžovou podložku. Takové řešení stabilizace je však vhodné pouze pro sedačky s vysokou tuhostí konstrukce sedáku.

Tab. 4 Kriteriační mapa výběru konceptu JSS – jednotka pro stabilizaci sedačky

Porovnávané kritérium	Váha kritéria (body)	Koncept			
		JSS-1	JSS-2	JSS-3	JSS-4
Hmotnost – nároky na polohovací jednotku	3	0	–	0	0
Zatížení sedáku při stabilizaci – rovnoměrnost	2	+	+	+	–
Přesnost nastavení na kontaktní body	1	+	0	+	–
Riziko nadměrné spotřeby stlačeného vzduchu	3	–	+	+	+
Zapojení jako tažný/tlačný pohon	1	0	0	+	0
Potřebný počet pneumatických pohonů	2	–	–	0	0
Předpokládané celkové náklady	1	+	–	+	0
Absolutní Σ vlastností – počet celkových dosažených bodů		-1	-1	8	0
Pořadí		3-4	3-4	1	2
Postup varianty		✗	✗	✓	✗

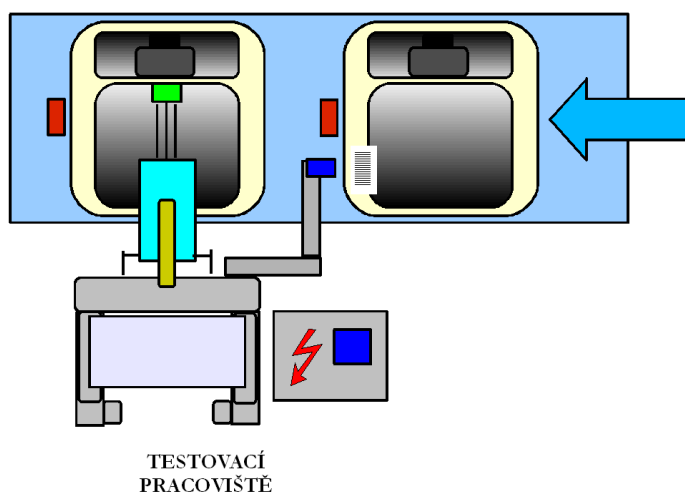
Při modelování detailní konstrukce jednotky pro stabilizaci sedačky na paletě se bude vycházet z konceptu **JSS-3**.

3.3 Realizace zařízení podle vybraných konceptů ANP-8, ANS-4 a JSS-3

3.3.1 Časový rozbor a funkční kroky inovovaného zařízení

Kvůli nezbytnému nastavování přidaných adaptačních mechanismů před každým testem se předpokládalo nežádoucí zvýšení času cyklu zařízení. Vznikl zde technický rozpor, kde zlepšujícím parametrem bylo přidání funkce automatické polohovatelnosti impaktoru a jednotky snímačů, ale zhoršujícím parametrem byl potřebný čas pro test. Vzhledem k taktu linky by bylo teoreticky možno navýšit tento čas až o 6 s. Podle metody ARIZ viz [13] však bylo nalezeno řešení zmíněného technického rozporu, které spočívá v aplikaci principu rozdělení v čase. Protože adaptace jednotky snímačů přes celý zdvih probíhá s navrženým pohonem přibližně 4,7 s, bude využit princip předběžného vykonání tohoto kroku. V praxi to znamená umístění stávající čtečky čárových kódů již do místa, kde sedačka stojí na stoperu před vlastním testovacím pracovištěm, jak je to schematicky znázorněno na obrázku 15.

Díky této úpravě mohou být některé mechanismy testovacího zařízení, které slouží pro průběžné seřizování polohy, spuštěny s předstihem. Seřizování polohy jednotky snímačů při její adaptaci na odlišný typ sedačky probíhá také jako současný děj při dopravě sedačky na testovací místo.



Obr. 15 Předřazený identifikátor typu sedačky

V rámci inovace zařízení byla definována nová poloha impaktoru, označovaná jako *bezpečná poloha*, ve které jsou při maximálním vysunutí pístnice stabilizačního pohonu *patky* stabilizační jednotky ve výšce o absolutní velikosti 175 mm nad povrchem sedáku. V této poloze je impaktor za předpokladu nulové hodnoty odchylky polohy aktuátoru AHR systému v opěradle sedačky, označované jako Δ_3 , ve výšce 150 mm nad testovací polohou. Za normálních okolností tedy nemůže dojít ke kolizi impaktoru s mechanismy sedáku. Ale ani v případě náhlé poruchy tlakového vzduchu, či selhání stabilizačního válce z jiných příčin, nemůže dojít ke kolizi s patkami stabilizační jednotky.

Na místě v JC byl pomocí stopek odměřen čas pro vykonání dílčích kroků testovacího cyklu při aktuálním seřízení stávajícího zařízení. Po deaktivaci předřazeného stoperu dorazí sedačka na testovací pracoviště přibližně za 3,4 s. Sklopení impaktoru do testovací polohy trvá 1,5 s a zafixování palety 0,9 s. Na provedení vlastního testu, podle kontrolních kroků uvedených v tabulce 1, včetně kontroly po odlehčení postačí 9,2 s. V poslední fázi je během 1,9 s impaktor rotačně nastaven zpět do výchozí polohy.

Doba potřebná k provedení kompletního testu na inovovaném zařízení nebude vždy stejná, neboť bude ovlivněna vzájemnými odchylkami geometrie dvou po sobě následujících testovaných sedaček. V mezních případech, kdy budou tyto odchylky maximální, bude polohovací jednotka při adaptaci testeru na následující typ sedačky využívat 250 mm ze svého celkového zdvihu. Tato hodnota odpovídá charakteristice Δ_1 podle finální výrobkové specifikace.

V nejnejpříznivějším případě tedy polohovací jednotka přesune impaktor do nové bezpečné polohy během 1,5 s. Přesun impaktoru z polohy bezpečné do testovací trvá maximálně 0,9 s a to v závislosti na hodnotě odchylky Δ_3 právě testované sedačky. Během tohoto pohybu probíhá i fixace palety. Čas potřebný pro následnou stabilizaci sedačky na paletě je až 1,25 s, a to v případě maximální hodnoty odchylky Δ_3 právě testované sedačky. Po provedení vlastního testu podle kontrolních kroků uvedených v tabulce 1 se během přibližně 0,2 s pístnice fixační jednotky zasune a současně se do výchozí polohy navrátí pístnice stabilizační jednotky. Návrat impaktoru do bezpečné polohy pro stávající sedačku potrvá opět 0,9 s. V případech, kdy se geometrie následující sedačky liší, umožní řídicí systém požadovanou adaptaci impaktoru do nové bezpečné polohy až 1,3 s po uvolnění stoperu na testovacím pracovišti. Bylo odměřeno, že tato prodleva postačí k tomu, aby se právě otestovaná sedačka bezpečně dopravila mimo oblast s rizikem kolize.

Čas cyklu zařízení při nejnejpříznivější kombinaci typů sedaček vychází na 18,9 s. Vzhledem k času cyklu stávajícího testeru s fixním nastavením geometrie se jedná o navýšení pouze o 2 s. Všude kde je to možné, jsou totiž operace vykonávány současně. Navíc nejčastěji bude docházet k testování dvou sedaček se shodnou geometrií. V takových případech bude čas cyklu inovovaného testeru dokonce nižší než u stávajícího zařízení, a to pouze 16,1 s. V případě, že je zároveň odchylka Δ_3 nulová, a tedy poloha aktuatoru AHR systému testované sedačky je stejná jako u stávajícího typu pro model C'eed, mohl by být teoreticky dosažen čas cyklu 14,9 s.

Je nutno dodat, že uvedené časy pro polohování pístnic pneumotorů odpovídají doporučenému nastavení škrtících ventilů, které je popsáno v oddílu 3.3.5. Po finálním seřízení těchto ventilů se mohou skutečné rychlosti pohybů mírně lišit. Při stávajícím taktu linky budou pravděpodobně využívány rychlosti nižší.

Zařízení bude pracovat podle jednotně definovaných funkčních kroků. Přitom budou mechanismy testeru dosahovat pěti základních stavů označovaných dále jako stav výchozí a polohy 1 až 4.



Výchozí stav

- impaktor v bezpečné poloze 175 mm nad povrchem stávající sedačky
- fixační válec zcela zasunut a stabilizační válec vysunut
- identifikace typu následující sedačky předřazeným snímačem kódu
- odjezd stávající palety se sedačkou

Dosažení polohy 1

- zahájení adaptace jednotky snímačů
- adaptace impaktoru do nové bezpečné polohy pro následující sedačku
- doprava sedačky na testovací místo

Dosažení polohy 2

- přesun impaktoru do testovací polohy definované pro tento typ sedačky
- zafixování palety se sedačkou – probíhá jako současný děj

Dosažení polohy 3

- stabilizace sedačky na paletě
- dokončení aretace měřicího systému
- změření polohy opěrky

Dosažení polohy 4

- vyvození 1. testovací síly standardně 300 N
- změření polohy opěrky
- vyvození 2. testovací síly standardně 750 N
- změření polohy opěrky

Návrat do polohy 3

- kontrola polohy opěrky po odlehčení

Návrat do výchozího stavu

- vyhodnocení testu

Aby mohl inovovaný tester pracovat v adaptabilním režimu a pružně se tedy přizpůsobovat potřebám a geometrii momentálně testovaných sedaček, nemůže již fungovat v neměnném cyklu s pevně definovanými pozicemi jednotlivých mechanismů. V rámci výše uvedených základních poloh příslušejících funkčním krokům se tedy potřebné dosahované pozice liší a to nejen podle geometrie testované sedačky, ale i podle výšky sedáku sedačky předchozí. Jednotlivé požadované pozice impaktoru a výložníku jednotky snímačů budou pro všechny typy sedaček předem naprogramovány přímo v řídicí jednotce CMMS–ST–C8–7 a to podle jejich skutečných rozměrů a výšky při uchycení k paletě.

Pro správné dosažení polohy 1 až 4 je rozhodující správná identifikace čárového kódu sedačky, která se bude testovat, a přiřazení příslušných předprogramovaných pozic. Aktuální výška impaktoru při výchozím stavu bude naopak nastavena podle typu poslední otestované sedačky. Tuto výšku definuje pro každý konkrétní typ sedačky předprogramovaná bezpečná pozice impaktoru, ve které nemůže dojít ke kolizi se sedačkou pohybující se na válečkové trati dopravníku.

V přílohách 35–39 uvádím skutečné dosahované pozice mechanismů testeru v průběhu celého testovacího cyklu a to v rámci tří zcela odlišných situací.

První z nich vyžaduje využití maximálního rozsahu pro adaptaci mechanismů testeru. Konkrétně příloha 35 a 36 zachycuje situaci, kdy se po testu sedačky s maximálními hodnotami odchylek Δ_1 , Δ_2 , Δ_3 , a Δ_4 tester automaticky seřídí a otestuje sedačku s minimálními hodnotami těchto odchylek.

Naopak pozice mechanismů testeru uvedené v příloze 37 a 38 odpovídají situaci, kdy po dokončení testu sedačky s minimálními hodnotami těchto odchylek se tester automaticky seřídí a otestuje typ sedačky s maximálními hodnotami těchto odchylek. I v tomto případě se využije celý rozsah pro adaptaci mechanismů testeru.

Nejjednodušší případ nastává při testu dvou geometricky shodných sedaček. Pro úplnost jsou v příloze 39 zachyceny pozice při opakovaném testu stávajícího typu sedaček pro model C'eed.

Následuje technický popis konstrukce jednotlivých funkčních skupin zařízení podle blokového schématu na obrázku 14. Obrázky použitých nakupovaných prvků jsou v přílohách 16, 17 a 18.

3.3.2 Impaktor

Aktuální hodnota maximální testovací síly pro stávající systém AHR podle tabulky 1 činí 750 N, ale podle cílové specifikace inovovaného testeru musí být možné tuto sílu zvýšit alespoň na 1000 N. V rámci práce [47] byl navržen lineární dvojčinný pneumotor s přesnou integrovanou vodící jednotkou **DFM-63-200-P-A-KF** osazený dvěma spínacími indukčními snímači polohy pístnice **SMT-8F-ZS-24V-K5-OE-EX** podle normy DIN EN 60947-5-2, které se vkládají přímo do T-drážek válce. Tento pohon je vhodný i pro vyvození finální zvýšené testovací síly o hodnotě 1100 N. Na pístnici je pomocí adaptační desky uchycen vlastní tenzometrický snímač **LCCA 250** od Omega Engineering, jehož měřicí rozsah 0 až 114 kg optimálně pokrývá požadované spektrum včetně zvýšené testovací síly. Je to tenzometr typu „S“ se zvýšenou komplexní přesností do 0,3 %. Zapojení do plného Wheatstoneova můstku umožní kompenzaci odchylek vyvolaných délkovou roztažností při změnách teploty prostředí. Aby nehrozilo poškození povrchu sedačky, je tenzometr opatřen polyamidovou hlavicí se zvětšenou plochou a zaoblením všech předních hran. Impaktor je polohován zásadně když je pístnice zcela zasunuta. Sestava impaktoru je dobře vidět na obrázku 17, kde je zobrazena již po montáži jednotky pro stabilizaci sedačky. Popis konstrukce této jednotky je uveden v oddílu 3.3.4.

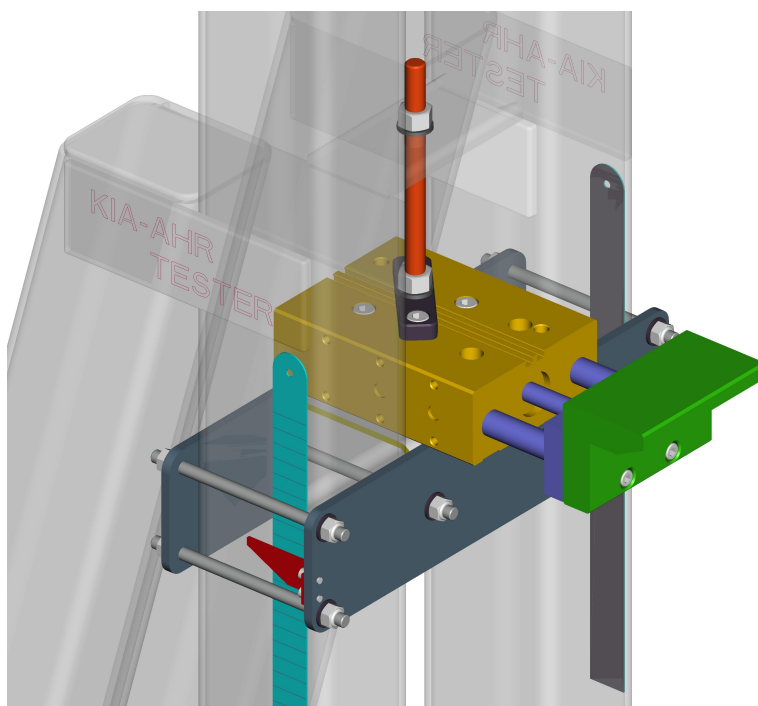
3.3.3 Jednotka pro fixaci palety

Jako pohon fixační jednotky byl navržen lineární dvojčinný pneumatický válec s integrovanou kluznou vodící jednotkou **DFM-32-100-P-A-GF**. Tento dvojčinný pneumotor má píst s průměrem 32 mm, který vyvine teoretickou sílu při běžném provozním tlaku 0,6 MPa a pohybu vpřed 482 N. Pro zajištění horizontální fixace palety je zdvih 100 mm dostatečný, zároveň umožňuje bezproblémové osazení snímači. Bude vybaven dvěma spínacími indukčními snímači polohy pístnice **SMT-8F-ZS-24V-K2,5-OE-EX** vkládanými přímo do drážek válce. K desce pístnice pneumotoru pro fixaci palety je uchycen polyamidový doraz průřezu L, kterým jsou v horizontálním směru fixovány svařované hliníkové palety.

Jednoduchá rozpěrná vložka fixační jednotky sloužící k upevnění celého fixačního pneumotoru k rámu testeru je kvůli tolerancím zhotovena ze stejného profilu jako stojiny rámu testeru. Při použití totožného profilu vícekrát vedle sebe se stejnou orientací není jeho poměrně vysoká rozměrová nepřesnost na závadu. Je tím vytvořena téměř souvislá opěrná plocha pro svěrné příruby z ocelových plechů, které proto nebudou příliš deformovány vlivem vlastních zatěžujících sil, ani předpětím samojistných matic M 8 podle DIN 985 na závitových tyčích.

Snaha o aplikaci metody DFA vedla ke snížení počtu závitových tyčí z osmi na šest. Rozteč závitů pro tyto tyče v přírubách je vzhledem k tolerancím rozměrů profilů a výrobním nepřesnostem svařovaného rámu navržena s milimetrovou rezervou.

Celá jednotka je pomocí závitové tyče manuálně polohována v regulačním rozsahu 126 mm a teprve poté přes příruby zafixována zmíněnými samojistnými maticemi. Protože k přestavování bude docházet v delších časových intervalech a závit s lichoběžníkovým profilem by nezanedbatelně navyšoval náklady, bude využito obyčejné závitové tyče s metrickým závitem $M 12 \times 1,25$. Tato tyčka délky 160 mm stejně jako příslušná matice jsou v případě poškození závitu snadno vyměnitelné prvky.



Obr. 16 Jednotka pro fixaci palety

Sestava jednotky pro fixaci palety je na obrázku 16 zobrazena včetně rámu, na který se bude montovat. Pro lepší přehlednost bylo využito nastavení průhlednosti. Jako prvek usnadňující opakovatelné seřízení výšky této jednotky i jako prvek jednoduché vizuální kontroly vodorovnosti, slouží dva jednoduché ukazatele a dvě ocelová měřítka **Kinex 1022** rozměru $300 \times 25 \times 1$ podle normy ČSN 25 1125. Tato měřítka, připevněná k rámu běžnými trhačými nýty s plochou hlavou, mohou sloužit také k případnému zaznamenání důležitých dosažených poloh.

3.3.4 Jednotka pro stabilizaci sedačky na paletě

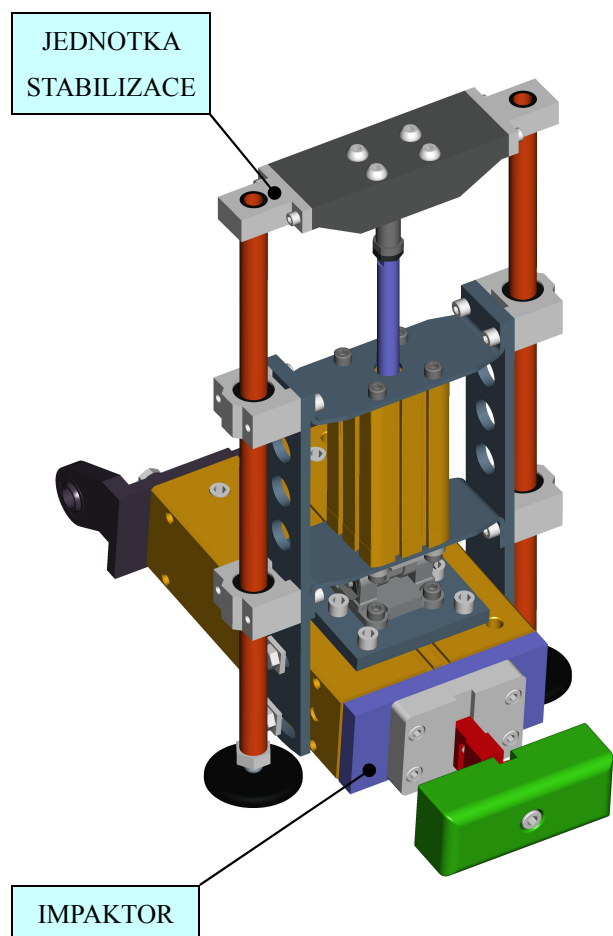
Stabilizační jednotka je uchycená přímo na impaktoru. Díky tomu musí být pohyblivá teoreticky pouze v rozsahu Δ_3 . Tento rozsah odpovídající různým možným polohám aktuatoru AHR systému v jednotlivých typech sedaček byl při konzultaci v JC stanoven na 100 mm. Dalších 25 mm zdvihu slouží pro přiblížení k povrchu a vlastní stabilizaci sedáku.

Jako stabilizační pohon byl, za pomoci software PROPNEU od firmy FESTO pro návrh pohonů, vybrán kompaktní lineární dvojčinný pneumotor **ADN 63–125–A–P–A** se zdvihem 125 mm, doplněný indukčními snímači polohy **SMT–8–PS–S–LED–24V** vkládanými přímo do drážky válce. V jednočinné verzi lze tento pohon standardně objednat pouze při minimálních hodnotách zdvihu. Ve výchozím stavu před testem sedačky tedy bude válec vždy zcela vysunut a teprve při současném splnění všech podmínek, respektive přijetí a vyhodnocení binárních signálů pro stabilizaci sedačky, bude svým zpětným pohybem sedačku stabilizovat.

Pneumotor vyvine jako tažný válec teoretickou sílu při tlaku 0,6 MPa a pohybu zpět 1750 N. Bylo vypočítáno, že potřebná síla pro vertikální stabilizaci stávajícího typu sedačky s paletou činí 583 N. Ale v případě, kdy je testovací síla nastavena na maximum o velikosti 1100 N a působí zároveň v nejvyšším dosažitelném působišti, bude při zanedbání hmotnosti sedačky potřeba využít efektivní stabilizační síly až 1642 N.

S cílem snížit celkovou hmotnost impaktoru a tím i nároky na stavěcí pohon jsou jako hlavní prvek stabilizačního systému použity duté kalené a broušené vodící tyče **WH–20**. Ty slouží jako vlastní stabilizační prvek, který při testu přitlačuje sedačky k dopravníku, ale zároveň umožňují dobré směrové vedení při přenosu síly vyvozené pneumatickým válcem. Stabilizační síla bude působit ve dvou bodech definovaných symetricky na plechovém výlisku sedáku. Polyamidová patka **MF–D80** s kloubovou hlavicí a protiskluzovou pryžovou vložkou slouží k rovnoměrnému roznesení této síly do plochy. Tyto tyče jsou v této fázi návrhu detailní konstrukce vedeny v kuličkových pouzdrech hliníkového linearsetu **SAKH–20LL**.

Spojení tyčí přes hliníkové držáky **WBAS–20** je provedeno nosníkem svařeným z U profilu a dvou patek. Tento nosník s tyčemi je udáván do pohybu pístnicí stabilizačního pneumotoru, se kterou je spojen pomocí kyvné příruby **LBG–40** a kloubové hlavice **CRSGS M12**.



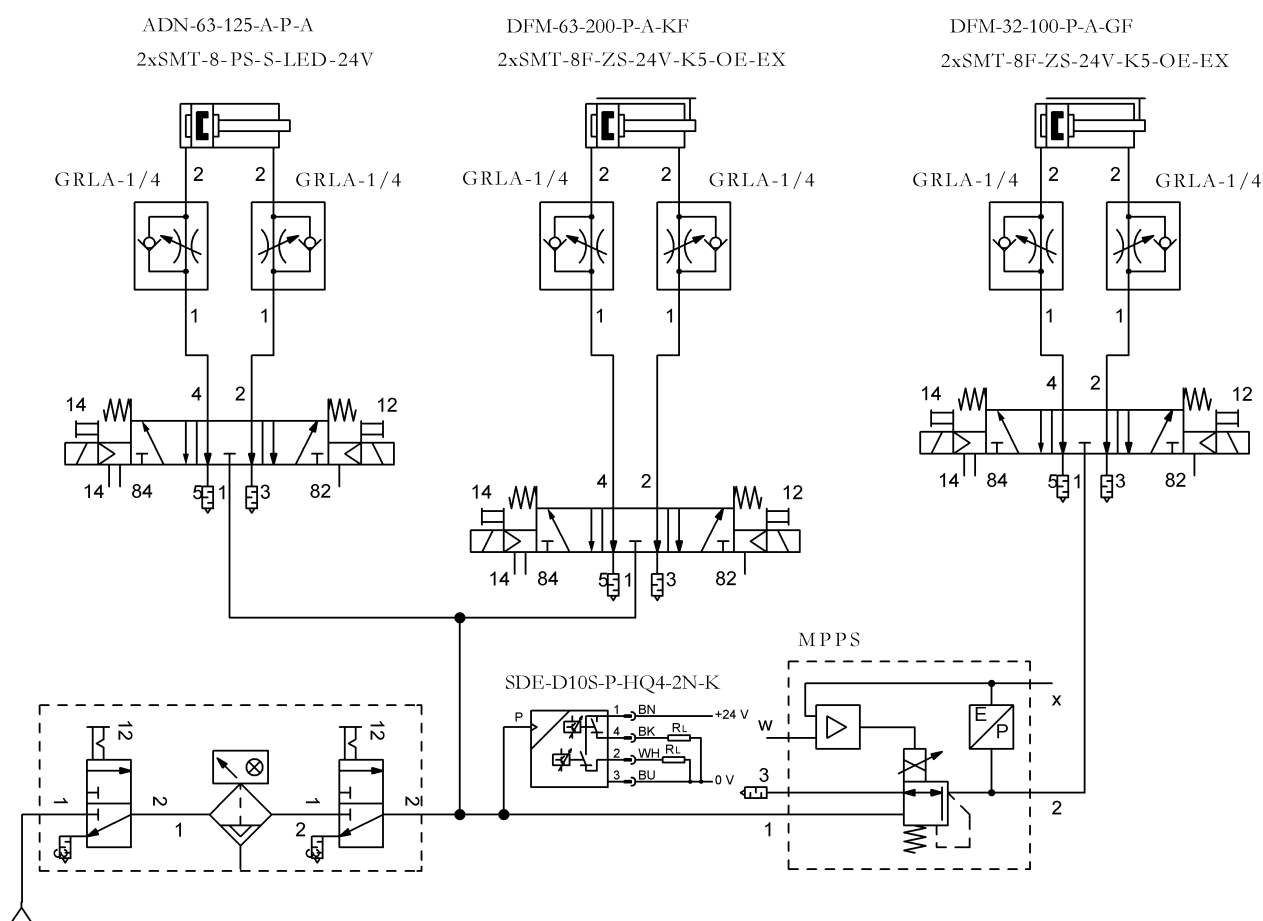
Obr. 17 Stabilizační jednotka na impaktoru

Celá jednotka musí být zároveň úhlově seřiditelná, tak, aby byla stabilizační síla vyvozena vždy kolmo k povrchu sedáku. Proto je na spodní ploše stabilizačního pneumotoru kyvné těleso **SNCL-50**, a to spolu s protikusem, kyvnou přírubou **SNCB-50**, která je uchycena přes patku k impaktoru, tvoří volný kloubový spoj. Odlehčené plechové příruby s drážkami potom umožňují zafixování v požadovaném směru. Cílový rozsah úhlu pro seřizování sklonu této jednotky 15° vycházející z cílové specifikace úhlu δ byl později rozšířen na finální hodnotu 20° . Model sestavy jednotky pro stabilizaci sedačky před závěrečnými konstrukčními úpravami popsány v oddílu 3.4.1 je na obrázku 17. Mechanismy pro seřizování sklonu této jednotky jsou lépe patrné z obrázku 19.

3.3.5 Zapojení prvků pneumatiky

Pneumatické schéma uvedené na obrázku 18 bylo kresleno v programu FluidDRAW od výrobce všech prvků pneumatiky na tomto zařízení, firmy Festo. Přiváděný vzduch o tlaku 0,6 MPa bude zpracováván v jednotce pro úpravu stlačeného vzduchu a pomocí elektromagneticky ovládaných rozváděčů dávkován do jednotlivých pneumatických válců. Rychlosti pohybu pístnic těchto válců budou regulovatelné škrtícími ventily nezávisle v obou směrech. Při předepsaném nastavení se pístnice pneumotoru impaktoru bude pohybovat vpřed průměrnou rychlostí přibližně 0,3 m/s a zpět 0,5 m/s, pístnice fixační jednotky vpřed 0,2 m/s a zpět 0,6 m/s a pístnice stabilizačního pohonu při zasouvání 0,1 m/s a při vysouvání 0,3 m/s.

Zvláště pneumotor impaktoru je navržen s dostatečnou rezervou a jeho silové parametry lze snadno modifikovat přeprogramováním hodnot v řídicím systému. Teoreticky se požadované akční síly pro stávající AHR systém 750 N dosáhne již při tlaku přibližně 0,243 MPa.



Obr. 18 Pneumatické schema

Tato okamžitá síla bude ovládána proporcionálním redukčním ventilem na zvolenou hodnotu a průběžně regulována vlastním elektronickým řídicím systémem na základě aktuálních informací z tenzometrického snímače. Všechny rozvaděče jsou ovládány elektromagneticky a k nim příslušné pneumotory jsou pro potřeby řídicího systému a diagnostiky průběhu měřicího cyklu vybaveny dvěma indukčními snímači polohy pístnice.

3.3.6 Polohovací jednotka – návrh pohonu

Protože polohovací pohon a příslušné lineární vedení jsou prvky které výrazně ovlivní konstrukci celého inovovaného testeru, byla jejich výběru a návrhu věnována zvýšená pozornost. Jak popisuje oddíl 3.2.12, bylo v úvodní fázi návrhu souběžně modelováno několik konstrukčních řešení vycházejících ze dvou vybraných konceptů. Tento postup potvrdil, že koncept ANP-8, který získal nejvyšší bodové hodnocení, představuje opravdu nejlepší variantu polohovacího řešení. V software pro výpočet pohonů POSITION DRIVES 1.5.4 od FESTO byla navržena kombinace kompletního lineárního elektrického pohonu.

Elektrický válec, tedy lineární jednotka s pohybovým šroubem v kuličkových oběžných pouzdrech **DNCE-40-400-BS-12,7P-Q**, má zdvih 400 mm. Rozsah požadované kladné polohové adaptability, který odpovídá potřebnému zvýšení polohy jednotky impaktoru při testu sedaček s modifikovanými parametry oproti nastavení testovací polohy u stávajícího typu sedačky, udává odchylka označená v části 3.2.6 jako Δ_1^+ s absolutní hodnotou 170 mm. Rozsah požadované záporné polohové adaptability udává odchylka Δ_1^- s absolutní velikostí 70 mm. Polohovací jednotka ale bude plnit ještě také funkci, kterou na stávajícím zařízení vykonává stavěcí pneumatický válec. *Bezpečná poloha* impaktoru pro prevenci kolize patky stabilizační jednotky, která je jeho součástí, s mechanismy a vyvýšenými částmi sedáku při její dopravě na testovací místo, byla stanovena na hodnotu 175 mm nad povrchem sedáku. Tomu v případě, že odchylka Δ_3 je nulová a tedy poloha aktuatoru v opěradle je nejnižší možná, odpovídá nutný zdvih 150 mm nad vlastní testovací polohou.

Minimální celkový rozsah zdvihu polohovacího pohonu pro splnění všech těchto požadavků je tedy 390 mm. Zvolená lineární jednotka se zdvihem 400 mm však má paradoxně nižší pořizovací náklady, neboť se jedná o standardní provedení. Servomotory mají řadu výhod jako například plynulejší chod, ale pro tuto úlohu bude využito nejekonomičtějšího vyhovujícího pohonu, krokového motoru bez převodovky s vestavěným enkodérem a brzdou **EMMS-ST-57-S-SEB**. Ten mohl být nasazen díky odlehčení desky s linearsety pro vodící tyče vycházející z MKP výpočtu uvedeného v oddílu 3.4.5 namísto původního **EMMS-ST-87-S-SEB**. Tyto prvky jsou vzájemně spojeny přes axiální sadu **EAMM-A-D40-57A**, ukotveny k rámu pomocí patkového upevnění **HNCE-40-AX** a pro nadefinování pohybů se využije programovatelné řídicí jednotky **CMMS-ST-C8-7**. Příloha 14 obsahuje kromě obrázků jednotlivých prvků, technických informací o sestavě pohonu také základní výstup z výpočtu.

3.3.7 Polohovací jednotka – vedení a úhlové seřizování

K rámu testeru jsou připevněny dvě tvrdě chromované kalené a broušené vodící tyče **WHV–25** volitelně dodávané přímo na podporách **WUM–25**. Při jejich délce 652 mm je s rezervou o velikosti 4 mm pro případné montážní nepřesnosti respektován finální zdvih polohovacího pohonu s uvedenou hodnotou 400 mm.

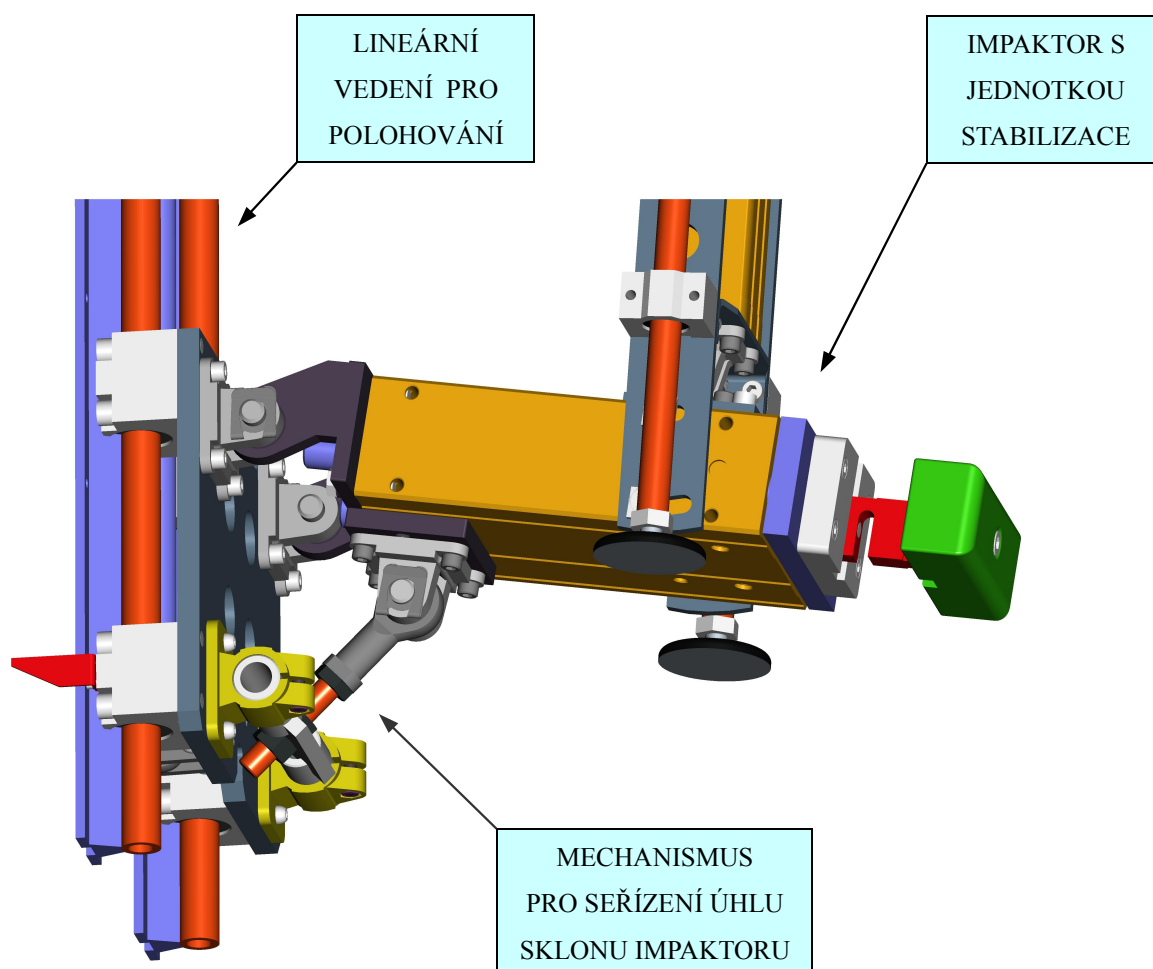
Podle výpočtu únosnosti kuličkových vodících pouzder se jako nejekonomičtější ukázalo využití čtyř kompletních otevřených linearsetů **SOUB–25–WW** dodaných na přání s pouzdry typu SSE s vyšší únosností. Ty při své vzájemné rozteči 190 mm a nejhorším zátěžném stavu dosahují součinitele bezpečnosti $s_o = 4,3$.

Linearsety jsou uchyceny na ocelové desce z materiálu S275JR+AR. Ta mohla být nakonec při zachování dostatečné tuhosti, jak je vidět díky MKP výpočtu uvedeného v oddílu 3.4.5, odlehčena celkem o 3,616 kg. Deska je polohována přes kyvnou přírubu **LBG–40** s kloubovou hlavicí **CRSGS–M12**, která je našroubována přímo na pístnici polohovacího elektrického válce. K této polohované desce jsou dále pomocí šroubů upevněny kyvné příruby **SNC–63** pro ložisková tělesa **LSNSG–63**, která jsou součástí držáku jednotky impaktoru. Celou jednotku impaktoru je totiž nutné polohovat nejenom výškově, ale také úhlově. Úhel sklonu této jednotky, standardně seřízený na 9°, musí být také nastavitelný, a to v cílovém rozsahu 0°-15°. K tomu slouží jednoduchý seřizovací mechanismus se závitovou tyčí s metrickým závitem a hrubou roztečí M 16 × 2 a se dvěma maticemi.

Závitová tyč prochází kloubovou hlavicí **CRSGS–M16** jejíž protikus, kyvná příruba **SNC–63**, je šrouby uchycena přímo k držáku jednotky impaktoru. Opačný konec závitové tyče prochází jednoduchým držákem svařeným ze dvou trubek průměru 30 mm a ploché oceli s příslušným otvorem pro závitovou tyč.

Aby se při seřizování úhlu sklonu impaktoru příslušnými maticemi závitové tyče mohl tento držák ve svěrných spojkách RK Rose+Krieger **Industrieform FK 30** volně natáčet, bude předtím vždy nutné zcela povolit jejich svěrné šrouby. Tyto svorky jsou rovněž uchyceny ke zmiňované desce. Finální rozsah možného nastavení úhlu sklonu impaktoru lze v případě potřeby ještě zvětšit, a to výměnou původní závitové tyče délky 105 mm za delší. Již při hledání optimálního rozmístění všech těchto prvků na desce bylo využíváno metody konečných prvků.

U jednotlivých prvků montovaných na desku se vycházelo z jejich silového zatížení, při nejhorším zátěžném stavu, ke kterému dojde v průběhu testu při specifickém nastavení pneumatických válců, sklonu a polohy impaktoru.



Obr. 19 Mechanismy pro polohování a seřizování sklonu impaktoru

Aby byla minimalizována deformace desky, byly prvky přenášející zatížení, tedy obě příruby a obě svěrné spojky umístěny co nejbližší k místům desky, která jsou na její opačné straně podepřena linearsety a vodícími tyčemi. Model mechanismů pro polohování a seřizování sklonu impaktoru je na obrázku 19. Nejedná se o finální verzi, protože některé prvky byly ještě před tvorbou výkresové dokumentace konstrukčně upraveny. Tyto změny byly provedeny v rámci fáze přezkoumání návrhu a jsou uvedeny v oddílu 3.4.2.

3.3.8 Automatická jednotka snímačů a kompenzace chybových veličin

Při návrhu konstrukce jednotky snímačů se vycházelo z konceptu, který byl vybrán jako nejlepší i popsán v části 3.2.13. Snímače je nutno vzhledem ke stanovené součtové odchylce označené v části 3.2.8 jako Δ_s seřizovat výškově celkem o 200 mm. V software pro výpočet pohonů POSITION DRIVES 1.5.4 od FESTO byla navržena kombinace lineárního pohonu včetně vedení. Lineární jednotka s vřetenem s kluzným uložením matice **DNCE-32-200-LS-1,5P-Q**, která má požadovaný zdvih 200 mm, je výrazně méně nákladná než verze s kuličkovými oběžnými pouzdry a zároveň díky její samosvornosti nemusí mít použitý krokový motor integrovanou brzdu. Hlavní nevýhodou této lineární jednotky v kluzném provedení je nižší rychlost pohybu. Rychlost testu tím ale ovlivněna nebude, a to díky principu předběžného vykonání nastavování polohy. Nejekonomičtějším vyhovujícím pohonem této jednotky je krokový motor s enkodérem bez brzdy a převodovky **EMMS-ST-42-S-SE**. Tyto prvky jsou vzájemně spojeny přes axiální sadu **EAMM-A-D32-42A** a uchyceny k pevnému rámu z profilů AlutecKK přes patkové upevnění **HNCE-32-AX**. Pístnice bude vedena s využitím vodící jednotky **FENG-32-200-KF**. Využito bude programovatelné řídicí jednotky **CMMS-ST-C8-7**. Technické informace o sestavě pohonu jsou uvedeny v příloze 15.

Dalším řešeným problémem byla volba a uspořádání vlastních snímačů tak, aby byly výsledky odměřování co nejméně zatíženy chybovými veličinami. Při vlastní akci impaktoru je celé opěradlo sedáku značně namáháno na ohyb. Podle informací z předpisů **EHK – R 17** a **EHK – R 25**, které jsou popsány v úvodní kapitole této práce, je možné odhadnout deformaci sedadel k jaké může při testu při zvýšené testovací síle na navrhovaném zařízení dojít. Odchylka v místě opěrky hlavy je vzhledem k požadované přesnosti odměřování naprosto nepřijatelná.

Aby byl výsledek měření přesnější, byla na stávajícím zařízení využita kompenzace této odchylky dvojicí bezdotykových snímačů umístěných nad sebou. Při průhybu zatíženého opěradla je totiž vždy větší prostorová odchylka v místě opěrky, jejíž polohu snímal primární snímač, oproti místu opěradla, na které byl nastaven kompenzační snímač. Pokud se tedy po zatížení opěradla odečte odchylka polohy naměřená kompenzačním snímačem od hodnot udávaných primárním snímačem, je skutečná trajektorie přední části opěrky ještě o nějakou malou hodnotu větší. Tedy tento způsob kompenzace byl shledán jako nedostatečně přesný.

Výhodnější cestou k odstranění této neúměrně velké chyby měření se ukázalo zakomponování dvojice vybraných, identických optoelektrických laserových snímačů vzdálenosti s analogovým výstupem, které pracují na principu triangulace **Balluff BOD 21M–LA02–S92**, a to způsobem podle vybraného konceptu ANS-4.

Tyto snímače mají kratší pracovní pásmo a umožňují snímání od nižších hodnot vzdálenosti, než snímače původní a to z důvodu snížení potřebné délky výložníku a tím i zatížení na lineární vedení. Jeden bude odměřovat vzdálenost čelní plochy pohyblivé části aktivní opěrky hlavy a druhý pevnou zadní část opěrky.

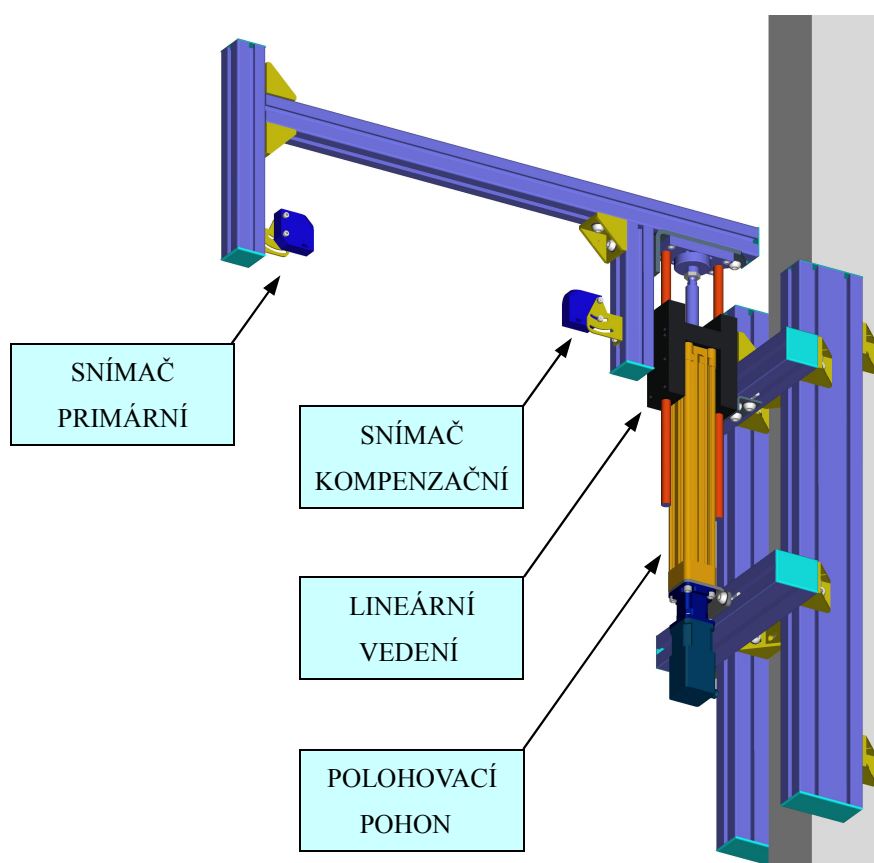
Výchozí hodnoty vzdáleností obou snímačů naměřené u nezatížené sedačky budou považovány za nulové. Po zatížení opěradla přesně definovanými silami v jednotlivých kontrolních krocích podle z tabulky 1. bude dvojice snímačů kompenzovat odchylku vyvolanou deformací sedačky. Kladná chybová odchylka vzdálenosti na primárním snímači, který odměřuje čelní plochu opěrky, bude plně kompenzována přičtením záporné odchylky vzdálenosti na kompenzačním snímači snímajícím zadní plochu opěrky, protože absolutní hodnoty těchto odchylek je možné považovat za shodné. Po odečtení součtu aktuálních vzdáleností z obou uvedených snímačů od součtu zaznamenaných výchozích hodnot vzdáleností naměřených těmito snímači při nezatíženém stavu, tedy výsledný údaj není absolutní vzdáleností mezi primárním snímačem a přední částí opěrky v prostoru, ale hledaná okamžitá relativní vzdálenost přední pohyblivé části opěrky vzhledem k fixní zadní části.

Negativní vliv deformace opěradla autosedačky bude tímto způsobem kompenzován a vliv deformace rámu testeru a vůle zařízení bude eliminován zcela, protože jak se ukázalo na místě v JC, jednotku snímačů bude možné upevnit na tuhý sloup, v souladu s vybraným konceptem. K tomu slouží sestava z hliníkového programu od firmy AlutecKK, což je v podstatě stavebnice z drážkovaných profilů a fixačních úhelníků, která umožní další seřízení výložníku se snímači v rozsahu 190 mm horizontálně a vertikálně 375 mm. Celá automaticky polohovatelná jednotka snímačů je na obrázku 20.

Vodící jednotka typu **FENG** ve verzi s kuličkovými oběžnými pouzdry pracuje s velmi nízkou vůlí na vodících tyčích. Vzhledem k minimálnímu vlivu této vůle na polohu snímačů ve směru odměřování a k faktu, že hodnoty se vzdáleností se budou odečítat vždy v klidu, nebude přesnost měření negativně ovlivněna.

Hlavním zdrojem nepřesnosti při odečítání hodnot vzdálenosti zůstane textilie na hlavové opěrci. Pro zajištění dokonalejší reflexní plochy by však byl nutný zásah do výrobního procesu.

Geometrie jednotky snímačů je navržena tak, aby nemohlo dojít ke kolizi s impaktorem. Ale po každém seřizování sklonu impaktoru nebo stabilizační jednotky při změnách specifikací autosedaček, musí vždy proběhnout kontrola vzájemné minimální vzdálenosti prvků stabilizační jednotky a jednotky snímačů. Ta je předepsána na 20 mm. Ve výkresech jsou uvedeny pouze orientační kóty vztahující se k profilům výložníku, protože seřizování samotných snímačů pro konkrétní typ autosedaček je velmi přesnou záležitostí, kterou bude nezbytné provést na místě.



Obr. 20 Automatická jednotka snímačů

I v alternativním případě, kdy by bylo nutné testovat typ sedačky s velmi odlišným AHR systémem, například s diagonálním popisovaným v úvodu, by *bylo možné* testovací zařízení dále provozovat. Jedinou potřebnou přestavbou by potom bylo seřízení úhlu snímačů pomocí jejich úhlových držáků a v některých případech ještě výměna jednoho hliníkových z profilů za delší.

3.3.9 Rám testovacího zařízení

Svařovaná konstrukce rámu testeru do velké míry vychází z geometrie označené v literatuře [47] jako varianta 5c)–III. Proto je v této části uveden pouze stručný popis a rozdíly.

Podle výpočtu uvedeného v oddílu 3.4.4. bude s ohledem na minimální počet typů použitých profilů základním nosníkem pro stojiny, podpěry, základny i spodní příčník čtyřhranný trubkový profil $100 \times 80 \times 4$ mm dle EN 10 219. Úhel mezi stojinou a podpěrrou 15° je příliš ostrý na to, aby umožnil jejich přímé efektivní přivaření. Uzel reprezentující styk podpěry se stojinou, jehož optimální poloha byla nalezena při citlivostní analýze v prostředí MKP software Pro/MECHANICA structure, je v reálné konstrukci řešen oboustranným přeplátováním plochou ocelí 60×6 mm. Mezi šikmými podpěrami jsou dva modifikované příčníky L $60 \times 40 \times 5$ mm pro zvýšení celkové tuhosti bočnic a z totožného profilu je také střední příčník mezi stojinami, který slouží k uchycení hlavního lineárního elektrického polohovacího pohonu pro polohování jednotky impaktoru. Tento pohon je přes patkové upevnění **HNCE-40-AX** uchycen také k vrchnímu příčníku mezi stojinami z profilu L $90 \times 90 \times 6$ mm, který slouží zároveň jako držák jednotky optického andonu. S ohledem na maximalizaci regulačního rozsahu při zachování dobré přístupnosti byl umístěn ještě příčník pro seřizování polohy fixační jednotky, tvořený plochou ocelí průřezu 60×10 mm, o který se bude přes podložky opírat příslušná matice zvedáku této jednotky. Model rámu inovovaného testovacího zařízení je uveden na obrázku 24.

Protože na stojiny jsou kladeny zvýšené požadavky z hlediska rovnoběžnosti dosedacích ploch pro podpory vodících tyčí, bude nutné provést adekvátní podložení a stažení rámu při svařování a následně tyto plochy obrobít na jedno upnutí. Pokud by nebylo k dispozici potřebné strojní vybavení, nebo by při seřizování lineárního vedení nastaly problémy s plynulostí chodu, bylo by provedeno dodatečné podložení podpor vodících tyčí společnou ocelovou deskou tloušťky 8 mm o rozměrech 280×652 mm.

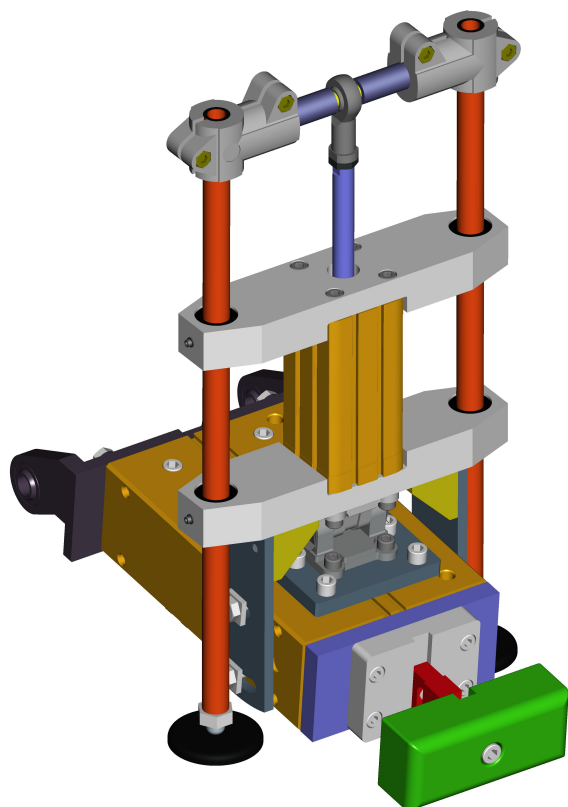
V přední části obou základů je navařena patka pro přesnou trubkovou kotvu **FH 12/10B** od firmy Fischer a v zadní části obou základů patka pro běžnou svorníkovou kotvu **FAZ II 12/10**. Materiálem použitých polotovarů je běžná konstrukční ocel se zaručenou tavnou svařitelností EN S235JRH. Rám se bude povrchově upravovat polyesterovým pololesklým komaxitem Balakom E2213 odstínu RAL 6019.

3.4 Design review

Konstrukční návrh byl přezkoumán s cílem identifikace a eliminace možných budoucích vad na zařízení. Pro systematizaci tohoto procesu byla využita analytická metoda D-FMEA podle literatury [11]. V příloze 19 uvádím jako ukázkou list formuláře, který vedl ke konkrétním konstrukčním úpravám zařízení popsaným v následujících oddílech.

3.4.1 Úpravy stabilizační jednotky provedené na základě FMEA

Při přezkoumání návrhu se objevilo riziko zadírání tyčí stabilizační jednotky uvedené na obrázku 17 z důvodu možných montážních nepřesností i obtížného zajištění výrobních tolerancí svařovaného nosníku a plechových držáků pro použité linearsety. Finální modifikovaný systém využívá pouze dva totožné jednoduché bloky ze slitin hliníku s naklápěcími samomaznými kluznými vodícími pouzdry **LA-20-SL-SA**, která jsou schopna vyrovnat úhlovou odchylku vodící tyče o velikosti až 2° .



Obr. 21 Stabilizační jednotka po revizi

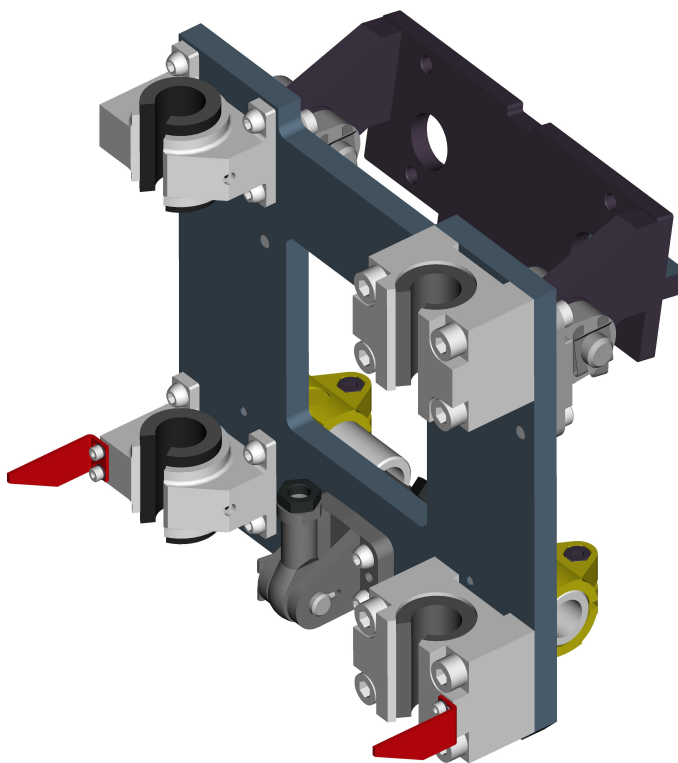
Dalším podstatným rozdílem je, že tyče již nejsou napevno spojeny ani s kloubovou hlavici pístnice pneumotoru ani vzájemně mezi sebou. Na horních koncích obou vodících tyčí je uchycena úhlová svěrná spojka **RAA-W-20** od **RK-Rose+Krieger**. Tyto spojky svírají dva nezávislé trubkové díly, ve kterých se volně pohybuje čep pro kloubovou hlavici pneumatického válce s axiální vůlí 2 mm. Tímto řešením odpadá problém s nákladným zajištěním výrobních tolerancí spojovacího profilu i problém s odlišnou tepelnou dilatací hliníku a oceli. Snížila se hmotnost i počet dílů. Finální verze jednotky pro stabilizaci sedačky s celkově jednodušší konstrukcí je vidět na obrázku 21.

Byl stanoven standard montáže. Mimo těleso impaktoru bude na kyvné těleso **SNCL–50** pevně namontován stabilizační pneumatický válec **ADN 63–125–A–P–A** se šrouby procházejícími otvory spodního bloku s vodícími pouzdry. Po nasazení horního bloku a lehkém dotažení příslušných šroubů budou vloženy vodící tyče a v celém zdvihu bude vyzkoušen jejich lehký chod. Do otvoru kloubové hlavice **CRSGS M12** stabilizačního pohonu bude vložen čep, který budou následně nasunuty oba trubkové díly, každý s pevně dotaženou svěrnou spojkou **RAA–W–20** na opačné straně. Tyto svorky s připojenými trubkovými díly a volným čepem v kloubové hlavici pístnice budou jako celek nasunuty shora na vodící tyče a jejich šrouby jen lehce dotaženy. Následně bude důkladně vyzkoušen lehký chod vedení v celém zdvihu. Teprve v průběhu této seřizovací fáze bude pevně zafixován horní blok s vodícími pouzdry a také svorky k vodícím tyčím. Následuje vlastní připojení kyvného tělesa této stabilizační jednotky **SNCL–50** ke kyvné přírubě **SNCB–50**, jež je součástí sestavy impaktoru a zajištění přiloženou plechovou závlačkou. Dále budou s využitím fixačních úhelníků od firmy AlutecKK namontovány seřizovací drážkované plechy sloužící k fixaci celé jednotky k impaktoru a poté, v požadovaném výchozím nastavení úhlu 85° vzhledem k impaktoru, pomocí šroubů pevně zafixovány. Jako poslední budou do upravených závitových koncovek vodících tyčí našroubovány kloubové patky **MF–D80** při dodržení stejného počtu otáček a následně zajištěny maticemi.

3.4.2 Úpravy vedení pro polohovací jednotku provedené na základě FMEA

Při přezkoumání návrhu se objevilo také riziko zadírání u tyčí polohovací jednotky impaktoru z důvodu nedostatečné tuhosti desky, tepelných dilatací nebo špatného postupu montáže a seřízení. Provedená kontrola deformace desky s využitím MKP je popsána v oddílu 3.4.5. Kvůli tepelným dilatacím desky byla nahrazena dvojice původních pevných linearsetů **SOUB–25–WW–SSE** linearsety **MAG–OPAJ–25–S1** s plovoucími kuličkovými pouzdry a nastavitelnou radiální vůlí, jak je vidět na obrázku 22. Přesnost dosažených poloh impaktoru je v dané aplikaci zcela dostatečná, a to i při vyšších hodnotách nastavených radiálních vůlí pouzder těchto linearsetů. Na polohované desce jsou dosedací plochy pro montáž linearsetů i rozteče závitových otvorů pro příslušné šrouby vyrobeny s jemnými tolerancemi. Pro správnou funkci je ale také velmi důležité dodržení správného způsobu montáže a vzájemné seřízení spolu s vodícími tyčemi podle montážního výkresu S04000749–M01. To v praxi znamená na desku nejdříve přiložit linearsety **SOUB–25–WW–SSE** a pomocí nasunuté vodící tyče před dotažením upevňovacích šroubů seřídít jejich polohu.

Pár linearsetů MAG–OPAJ–25–S1, které se budou montovat ve stavu minimální nastavitelné radiální vůle, přiložit a jejich upevňovací šrouby dotáhnout rukou a teprve po seřízení pomocí druhé vodící tyče utáhnout jejich upevňovací šrouby. Po zafixování všech čtyř linearsetů k desce lze lehce uchytit vodící tyč s podpěrou k rámu testeru a po kontrole správného směru úchylkoměrem příslušné šrouby dotáhnout. Po ustavení druhé vodící tyče dotáhnout její šrouby pouze lehce rukou a vyrovnat její směr pomalým průjezdem desky s linearsety po celé vodící dráze. Tímto způsobem se ustaví rovnoběžnost druhé tyče s první. Sousední dvojice šroubů druhé vodící tyče bude nutné následně postupně dotahovat vždy v bezprostřední blízkosti desky s linearsety v pořadí 3,1,5,4,2 při postupu shora dolů. Dodatečné seřízení radiální vůle pouzder linearsetů proběhne až při zkušebním provozu.

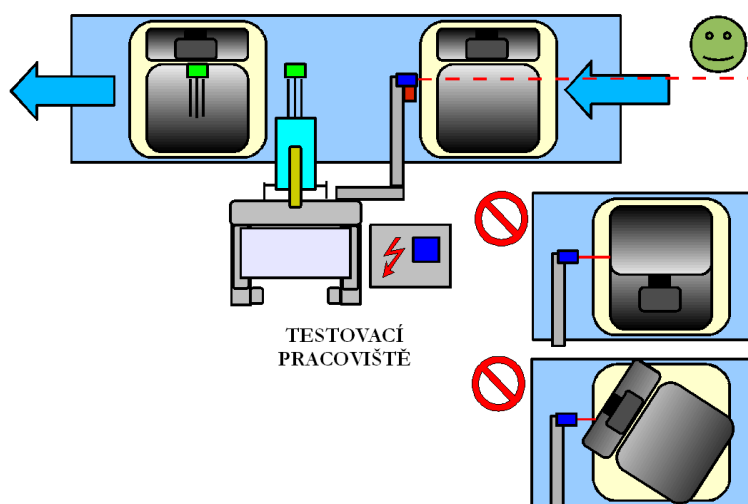


Obr. 22 Sestava desky s linearsety po úpravách

Jako prvek usnadňující programování pozic v řídicí jednotce polohovacího pohonu při přechodu na další typ sedačky, i jako prvek jednoduché vizuální kontroly při běžném provozu, slouží dvě ocelová měřítka **Kinex 1022** rozměru $500 \times 25 \times 1$ podle normy ČSN 25 1125. Tato měřítka mohou sloužit také k zaznamenání pracovního zdvihu, důležitých dosažených poloh nebo pro rychlejší identifikaci příčiny problému pokud je signalizován nestandardní stav. Proto je i polohovací jednotka vybavena stejnými jednoduchými ukazateli jako jednotka fixační.

3.4.3 Andon, kontrola nestandardních stavů

Sedačka je na paletě umístěna rotačně a ručně operátorem zafixována v požadované poloze. Jak je schématicky znázorněno na obrázku 23, pro splnění požadavku na prevenci kolize chybně nastavené sedačky s impaktorem musí být kontrolováno nejen, zda je správně nastaven sklon opěradla, ale i správnost natočení sedačky na paletě. Na místě dopravníku před testovacím pracovištěm, kde sedačka čeká na stoperu bude umístěn proximní reflexní optický senzor s potlačeným pozadím **SICK WTB190TL – P430**. Tím přibude další binární signál, který musí být řídicím systémem zaznamenán vždy dříve, než je umožněn přesun sedačky na testované místo. Jednoduchý výložník pro tento senzor sestavený z hliníkových profilů AlutecKK bude uchycen přímo k dopravníku.



Obr. 23 Prevence kolize při chybně nastavené sedačce

Nestandardní stav nastává nejen když je sedačka špatně nastavena, ale i v mnoha dalších případech, například když pístnice některého pneumatického válce navzdory očekávání řídicího systému neaktivuje koncový přibližovací snímač, když analogový signál tenzometrického snímače síly vybočí z definovaného rozsahu, nebo dojde jednoduše k tomu, že konkrétní testovaný kus sedačky neprojde jasně definovanými testovými kritérii. Jak je vidět například na obrázku 26, k horní části rámu zařízení je tedy kromě výše popisovaných jednotek ještě připevněna jednoduchá jednotka optického andonu se dvěma majáky **TL-70-2-RGF** pro jasnou signalizaci jakéhokoliv nestandardního stavu. Zelené světlo majáku značí probíhající test, ale červené světlo je andonem, který má za cíl neprodleně přitáhnout pozornost pracovníků ke specifickému místu montážní linky kde vznikl problém, tedy k testovacímu pracovišti.

3.4.4 Napět'ové a deformační analýzy rámu testeru

Analytickému návrhu a optimalizaci rámu testeru byla věnována velká pozornost v rámci práce [47], ve které byly zpracovány napět'ově deformační analýzy pro každou z pěti základních variant původního rámu. U vybrané varianty rámu testeru byla provedena nejen kontrolní analýza v prostředí software Pro/MECHANICA pro ověření výsledků ale také detailní citlivostní analýza pro nalezení optimální geometrie podpor rámu testeru, takže výsledná deformace rámu byla velmi snížena.

Hodnoty zatěžujících sil a momentů na rám inovovaného zařízení budou větší, ale jejich charakter je podobný. Na původním zařízení je výložník pro snímače polohy AHR uchycen k rámu testeru, což přinášelo větší nároky na tuhost rámu než je tomu u inovovaného zařízení, kde je jednotka snímačů uchycena externě na ocelový pilíř. Proto se při výpočtu vycházelo z původních nosníků a také z jejich geometrického uspořádání navrženého podle výsledků zmíněné citlivostní analýzy. Většinu nosníků tvoří čtyřhranný trubkový profil $100 \times 80 \times 4$ mm.

Byla provedena kontrolní statická deformační a napět'ová analýza rámu inovovaného testeru, kterou si vyžádaly nutné změny například modifikovaná výška hlavní stojiny, několik nových prvků na rámu, které jsou popsány v oddílu 3.3.9, a nový zátěžný stav. Vlastní geometrie výpočtového modelu nového rámu byla v prostředí ALGOR Designcheck v23.0 definována pomocí bodů a úseček v prostoru. Tyto úsečky reprezentující nové geometrické uspořádání a procházející centrální osou profilů analyzovaných konstrukcí byly rozděleny na 230 elementů a následně proloženy prvky typu „beam“, které jsou schopny přenášet nejen tahové a tlakové síly ale i momenty. Byly použity příslušné materiálové charakteristiky a charakteristiky průřezové udávané zejména firmou Feron, a.s.

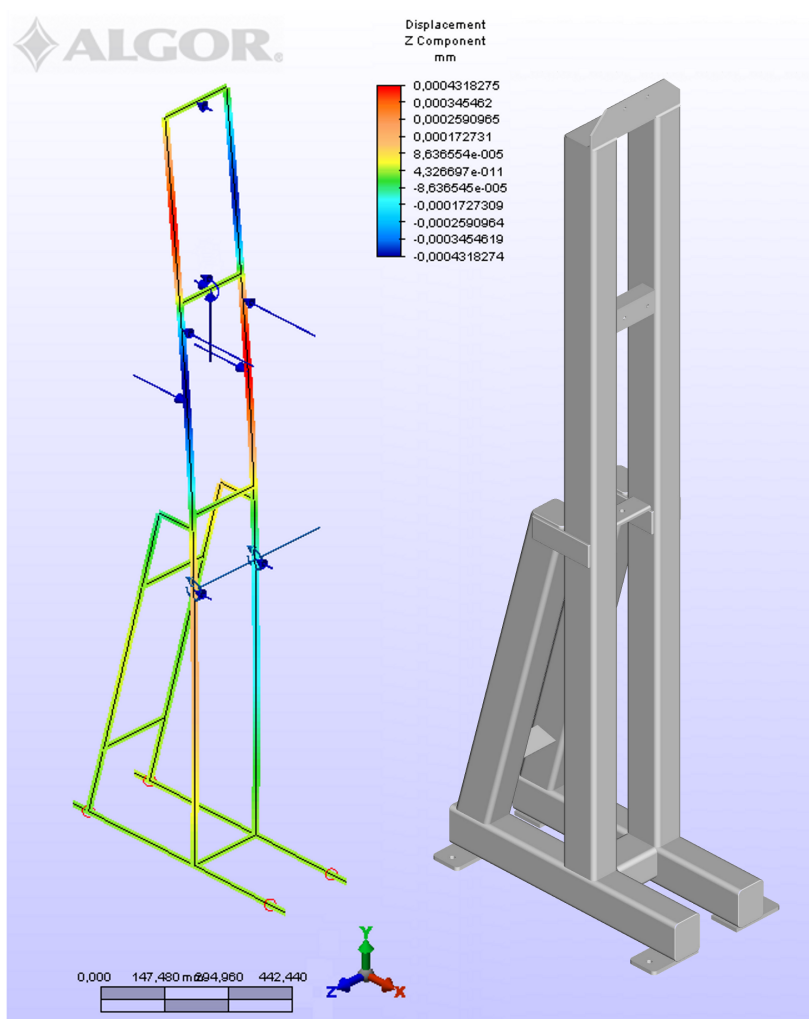
Okrajové podmínky reprezentující vazbu zkoumaného modelu na okolí byly zvoleny tak, že přední kotvy odebírají 5° volnosti, totiž všechny posuvy a rotace kolem os X a Z. Těmito okrajovými podmínkami je s určitou mírou zjednodušení zahrnuto do výpočtu ukotvení přední části rámu v reálné konstrukci realizované přesnými trubkovými kotvami **FH 12/10B** od firmy Fischer. Naproti tomu k ukotvení zadní části rámu byla předepsána běžná svorníková kotva **FAZ II 12/10** od stejného výrobce, což ve výpočtu přibližně popisuje vazba odebírající 3° volnosti, totiž posuv ve směru osy Y a rotaci kolem os X a Z.

Pro definování nejnejpříznivějšího *zátěžného stavu* rámu bylo použito metod statiky. Při testu sedačky nastává tento stav v kontrolním kroku 2 z tabulky 1, ale s největší nastavitelnou velikostí testovací síly vyvozované pneumotorem impaktoru, která činí 1100 N. Přitom je jednotka impaktoru v nejvyšší povolené testovací pozici v souladu s finální specifikací testovacího zařízení. Tomu odpovídá nastavení mechanismů testeru uvedené v příloze 38 při poloze 4, pouze s tím rozdílem, že pro výpočet byl uvažován nulový úhel sklonu impaktoru. Reakce od síly vyvozené stabilizační jednotkou na sedák má hodnotu 1642 N. Je přitom uvažována hmotnost jednotlivých prvků celé polohovací jednotky, jednotky impaktoru včetně stabilizační jednotky a seřizovacích mechanismů, přičemž těžiště bylo odečteno z modelu přímo v Pro/ENGINEERU. Pro určení tíhových účinků sestavy bylo u některých nakupovaných dílů nutné odhadnout jejich hustotu podle dostupných informací o hmotnosti nebo použitých materiálech. Ve výpočtovém modelu na prvním obrázku z přílohy 20 jsou viditelné elementy, zatížení, okrajové podmínky a barevně odlišené hladiny s jednotlivými typy profilů.

Předpokládalo se, že hodnoty napětí nebudou vysoké, ale rozhodujícím kritériem bude tuhost rámu v ose x. Cílová maximální *deformace* v libovolném místě rámu byla po dohodě stanovena na hodnotu 1 mm a zároveň povolená deformace rámu v místě, kde je při testu uchycen impaktor na $0,5\text{ mm}$. Tato podmínka byla splněna, neboť posunutí uzlu reprezentujícího Y-polohu středu hlavice impaktoru při testu činilo přibližně $0,361\text{ mm}$. K největšímu absolutnímu posunutí $0,841\text{ mm}$ došlo v uzlu, jež reprezentuje střed vrchního příčnicku rámu z L-profilu, do kterého je uchycena jednotka andonu a ke kterému je fixován také polohovací pohon. Obecná deformační podmínka rámu tedy byla rovněž splněna.

Jak je vidět z druhého obrázku v příloze 20, *napětí* dosahuje své maximální hodnoty asi 31 MPa v místě, kde je hlavní stojina rámu podepřena vzpěrou. Lokální koncentrace napětí o hodnotě 18 MPa se vyskytuje na středním příčnicku v místě uchycení polohovacího pohonu. Výpočtový model rámu testeru s geometrií postavenou na prvcích typu beam, bude zejména v místech spojů více vzdálen od reálné konstrukce. Tedy výsledky napětí považují pouze za přibližné, ale postačující ke konstatování, že z hlediska dimenzování konstrukce je rozhodující deformace a nikoliv napětí. Příloha 21 obsahuje hlavní obrázky výsledných deformací včetně zobrazení nedeformovaného stavu. První z nich znázorňuje celkové posuvy uzlů rámu ve všech třech směrech a je v něm vyznačen zmíněný uzel s maximálním posunutím. Druhý obrázek představuje výsledné rotace uzlů kolem osy Z kde je zvýrazněn extrém s hodnotou $0,067^\circ$, což je maximální zkroucení středního příčnicku v místě uchycení polohovacího pohonu.

To lze považovat za zcela vyhovující, protože použité patkové upevnění HNCE-40-AX ve tvaru plechového úhelníku umožňuje podle výrobce vyrovnat podstatně větší odchylky rovnoběžnosti dosedacích ploch. Obrázky natočení uzlů v ostatních směrech neuvádím, protože jejich výsledné hodnoty jsou ještě o několik řádů nižší.



Obr. 24 Rám testeru a využití MKP

Podle očekávání byly zaznamenány nejvýraznější posuvy uzlů rámu ve směru osy X. V příloze 22 jsou uvedeny pro porovnání obrázky deformací ve směrech os X a Y. Deformace rámu ve směru osy Z jsou zcela zanedbatelné, jak je to patrné z obrázku 24. Ten představuje ukázkou zjednodušeného výpočtového modelu s deformovanou konstrukcí a srovnání se skutečným rámem testovacího zařízení.

3.4.5 Napětově deformační analýza desky s linearsety

Linearsety s vodícími pouzdry vyžadují pro správnou funkci poměrně vysokou přesnost montáže a také tuhost konstrukce, na které jsou namontovány. Deska pro linearsety je novým prvkem zařízení, jehož deformace je tedy vhodné zkontrolovat. Již v průběhu návrhu desky a volby umístění jednotlivých prvků k ní upevněných, byly souběžně tvořeny první analýzy v prostředí software ANSYS. Díky vhodnému finálnímu umístění jednotlivých prvků přenášejících zatížení jako jsou kyvné příruby impaktoru a mechanismy pro seřízení jeho sklonu, byla deformace desky v místě linearsetů výrazně snížena. Cílem dalších analýz bylo odebrat přebytečný materiál a snížit hmotnost desky tak, aby bylo možné využít krokový motor s nižším výkonem a výrazně nižší cenou.

Jelikož analýza deformací samotné této desky by neodpovídala dostatečně skutečnému stavu, *výpočtové modely zahrnují vždy celou sestavu* zahrnující desku, linearsety, vodící tyče, svorky, kyvné příruby i držák seřizovací závitové tyče. Otvory pro šrouby byly zanedbány, tvary nakupovaných prvků zjednodušeny a spoje mezi všemi prvky a deskou byly považovány za absolutně tuhé, tedy byl volen bonded contact. Protože sledovaným prvkem byla deska a nikoliv kontaktní tlak mezi valivými tělisky linearsetů a vodícími tyčemi, byl ve výpočtu vzájemný styk těchto nakupovaných prvků popsán, na základě zjednodušujícího předpokladu, jako frictionless contact mezi dvěma myšlenými válcovými plochami.

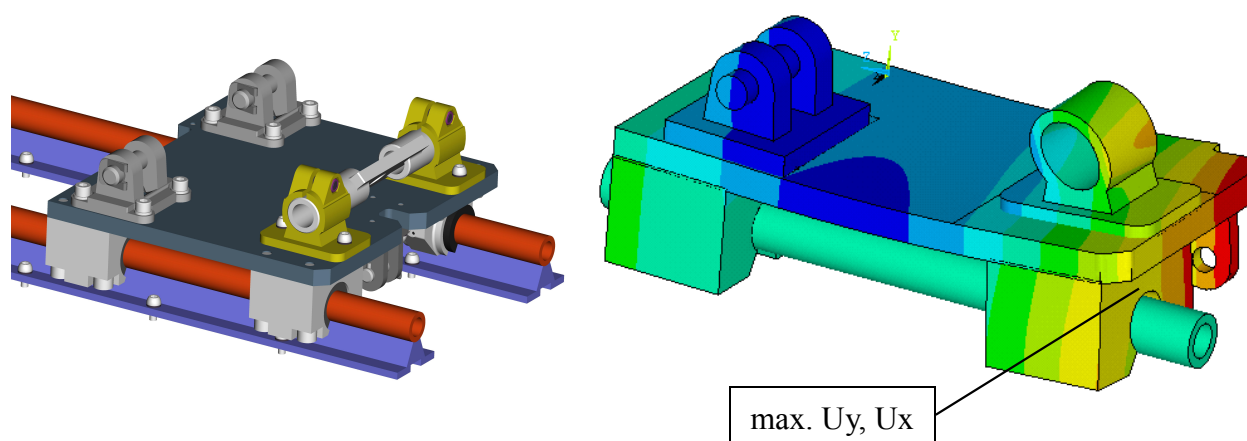
Materiálové charakteristiky ocelové desky jsou známy, u nakupovaných ocelových a hliníkových prvků byly použity hodnoty přibližné. Výpočtové modely reprezentující desku s finálním umístěním všech prvků k ní přišroubovaných a dvě její odlehčené varianty, popisované dále, jsou uvedeny včetně sítí v příloze 23. V prvním z obrázků jsou také barevně odlišeny materiály jednotlivých prvků a je nutné upozornit, že souřadný systém uvedený v této příloze se liší od souřadného systému používaného v analýzách v předchozím oddílu.

Nejnepříznivější *zátěžný stav* pro tuto sestavu, odpovídající stejnému nastavení testeru jako při předchozí analýze rámu, byl opět vypočten metodami statiky. Pístnice elektrického polohovacího pohonu se nepohybuje, pouze analyzovanou sestavu uvádí svou reakcí do rovnováhy, čímž odebírá nadbytečný stupeň volnosti, posuv v ose Z. V seřizovací závitové tyči se předpokládal přenos pouze tahové síly, neboť její držák se vzhledem k minimálnímu zvolenému utahovacímu momentu může v kruhové svorce natáčet a na druhé straně je přímo kloubové spojení.

Pro výpočet zátěžného stavu byla uvažována hmotnost jednotky impaktoru včetně stabilizační jednotky, přičemž příslušné těžiště bylo opět odečteno z modelu přímo v Pro/ENGINEERu.

Deformace části rámu testeru, ke které jsou v celé své délce přes podpěry uchyceny vodící tyče, byly odečteny při analýze popsané v části 3.4.4. Rozdíl v posunutí uzlů reprezentujících polohu horní dvojice linearsetů od posunutí uzlů v místě spodní dvojice linearsetů ve směru osy X podle souřadného systému používaného při analýze rámu v software Algor, vychází přibližně $0,123\text{ mm}$. Tento nezanedbatelný nárůst posunutí jednotlivých uzlů rámu testeru v řešené oblasti mezi linearsety, tedy na vzdálenosti 190 mm , je ale způsoben hlavně deformacemi v nižších částech rámu testeru pod spodní dvojicí linearsetů, neboť zde je vidět nápadný nárůst rotací v uzlech. Rozdíl v natočení uzlů rámu odpovídajících poloze horní dvojice linearsetů a natočení v uzlech reprezentujících spodní dvojici linearsetů je nižší než $0,004^\circ$, takže průhyb rámu v této úzké oblasti ohraničené zmíněnými uzly při analýze deformací desky byl zanedbán. A protože spoj mezi vodícími tyčemi na podpěrách a rámem testeru je v tomto výpočtu uvažován jako absolutně tuhý, byly *okrajové podmínky* nastaveny přímo odebráním všech stupňů volnosti příslušných uzlů tyče ve stykové ploše s podpěrrou.

Z důvodu snížení nároků na výpočetní techniku při processingu a času potřebného pro výpočet, obsahoval výpočtový model pouze jednu stranu výše popisované sestavy. Proto byly připojeny ještě okrajové podmínky popisující *symetrii úlohy*. Jistým zjednodušením při zadávání okrajových podmínek bylo odebrání posuvu v ose Z přímo na uzlech reprezentujících otvor pro čep kyvné příruby polohovacího pohonu. Vzhledem k zmíněné symetrii totiž nebude mít toto vyosení podpory o 11 mm ani průhyb skutečného čepu podstatný vliv na deformaci desky.



Obr. 25 Deska polohovací jednotky a odchylky po zatížení

Hlavním sledovaným parametrem, byly posuvy v krajních uzlech válcové vnitřní plochy reprezentující kontakt pouzdra a vodící tyče, které v reálné konstrukci představují body vodícího pouzdra s nejvyšší odchylkou. Na obrázku 25 je model analyzovaných prvků a deformovaná deska s vyznačením oblasti pouzdra spodního linearsetu, kde byly zaznamenány největší posuvy.

Z hlediska přičení těchto pouzder nejsou vůbec podstatné posuvy uzlů v ose Z. Silně symetrické odchylky uzlů v ose X na spodních linearsetech, jak je patrné například z druhého obrázku v příloze 32, jsou způsobeny ve větší míře deformací vlastního těla linearsetu než průhybem sledované desky. Zásadní význam má deformace ve směru osy Y, ve kterém byly zároveň zaznamenány u podstatných uzlů největší absolutní hodnoty posuvů. Tyto posuvy byly proto také zvoleny jako základní kritérium pro srovnání s následně generovanými variantami desek.

Výsledné hodnoty deformací ve směru osy Y plné desky byly sníženy s finálním geometrickým uspořádáním jednotlivých prvků na hodnoty, které jsou obsahem přílohy 24. S cílem splnit požadavky na odlehčení desky byly postupně vygenerovány její dvě varianty s kruhovými vrtanými otvory a tři varianty desky odlehčené vyfrézováním obdélníkové plochy. Přitom byl průběžně sledován vliv tohoto odlehčení na zvolené srovnávací kritérium, tedy na posuvy výše zmíněných uzlů ve směru osy Y. Výsledné hodnoty u odlehčené varianty desky s kruhovými otvory označené jako **1b** jsou uvedeny v příloze 25. Hodnoty u nejlepší varianty desky s odebranou obdélníkovou plochou nesoucí označení **2c** jsou obsahem přílohy 26. Pro přehlednost v přílohách uvádím pouze výsledky základní plné desky s finálním geometrickým uspořádáním a těchto dvou vybraných variant odlehčené desky. Pro jejich vzájemné porovnání lze využít příloh 24-27. Další výsledky uvedené v přílohách 28-34 detailněji popisují finální zvolenou verzi desky s označením 2c, která se bude vyrábět. Význam jednotlivých obrázků uvedených v těchto přílohách je popsán v seznamu příloh, tedy v části 4.3.

Výsledky posuvů příslušných uzlů ve směrech os Y a X byly srovnány s údaji o povolených radiálních odchylkách pro zvolená pouzdra linearsetů, které poskytl jejich výrobce. Všechny tři uváděné varianty jsou vyhovující, protože povolená radiální odchylka je $0,025\text{ mm}$. Tuhost desky je dostatečná i při započítání deformace ve směru osy X. Tedy i když uvažujeme celkovou radiální odchylku jako druhou odmocninu ze součtu druhých mocnin posuvů příslušných uzlů více deformovaného pouzdra ve směrech os Y a X, není uvedená hodnota překročena. Odchylku rovnoběžnosti, tedy úhel mezi myšlenou osou válcové vnitřní plochy linearsetu a osou příslušné vodící tyče po zatížení desky, lze považovat za zanedbatelnou.

Použitá pouzdra typu SSE jsou totiž schopna vyrovnat odchylky o několik číselných řádů vyšší. Ve srovnání s původní plnou deskou se u finální varianty desky s obdélníkovým otvorem o hmotnosti 6,209 kg jedná o celkové odlehčení o 3,616 kg, které umožní využít pro polohování jednotky impaktoru krokový motor EMMS-ST-57-S-SEB.

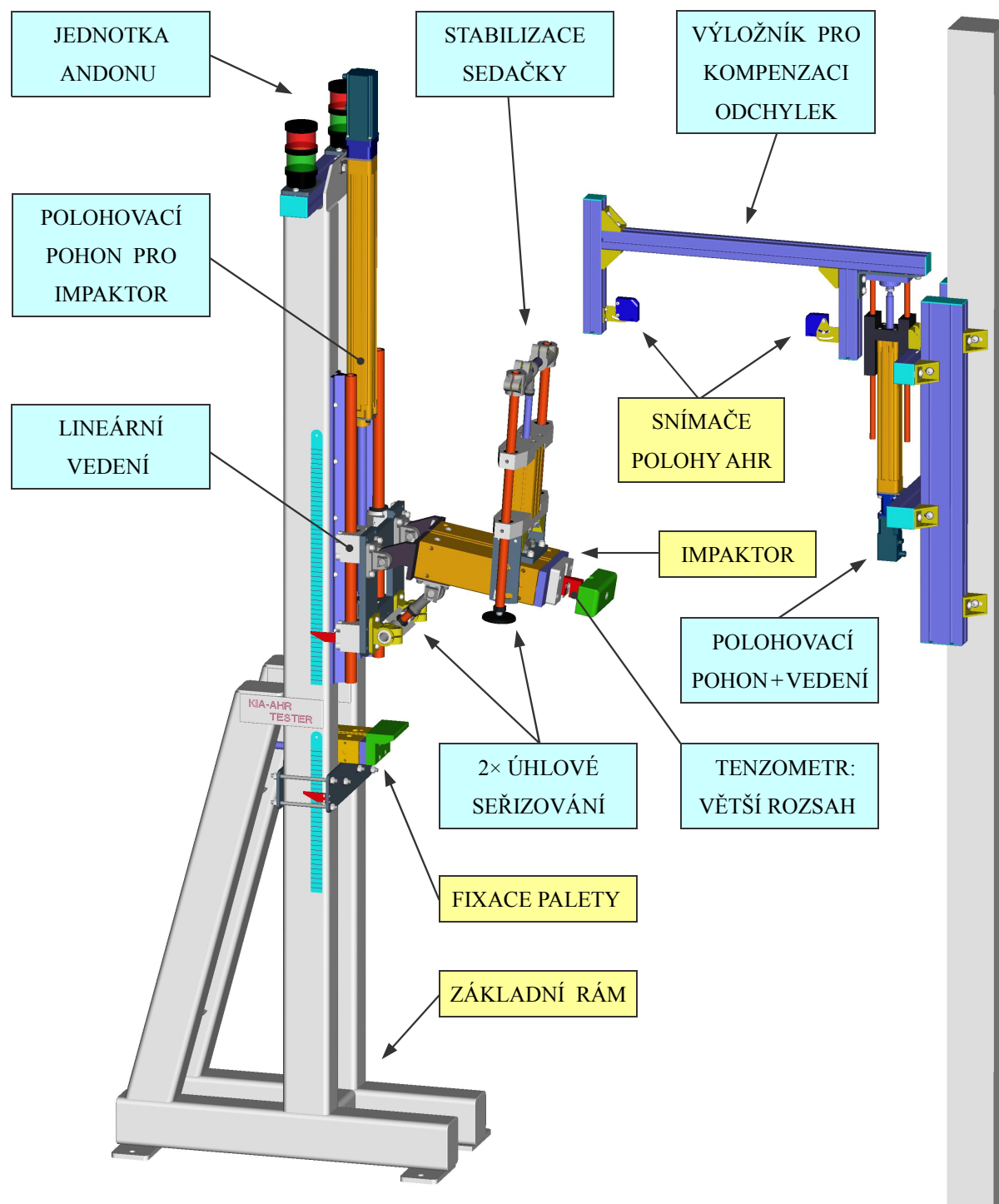
Napjatost desky lze považovat za minimální, neboť maximální hodnota napětí zaznamenaná na desce činila přibližně 11 MPa. Nutno však poznamenat, že při výpočtu byly zanedbány šroubové spoje a v jejich blízkosti bude pravděpodobně docházet k podstatnějším koncentracím napětí. Nejvýraznější napjatost se objevila ve střední části držáku pro seřizovací závitovou tyč. Zde byla zaznamenána nejvyšší hodnota jednoho z hlavních napětí 63 MPa a maximální redukované napětí podle hypotézy HMH 52 MPa. Ani tyto hodnoty však nejsou příliš vysoké, držák s dostatečnou bezpečností vyhovuje i při volbě obyčejné konstrukční oceli S235JRG1. Střední část tohoto prvku je navíc ve výpočtovém modelu zjednodušena, ve skutečnosti je zatížení rozloženo do větší plochy. Závit příslušné tyče v pevnostní třídě 4.6 vyhovuje na otláčení s bezpečností 4,1 a provedena byla také kontrola dřívku jádra na tah. Držák je uchycen ve svorkách FK 30, ve kterých se po zatížení vyskytlo redukované napětí 20 MPa. Ty při daném zatížení vyhovují i podle katalogu. Před realizací zařízení bude pro příslušné pevnostní šrouby ještě předepsán utahovací moment a bude provedena pevnostní kontrola. Svorky lze případně snadno zaměnit za typ FK 30-4 se shodnými vnějšími rozměry, ale se čtyřmi otvory. Lokální extrém napětí se nachází v oku ocelové kyvné příruby pro kloubovou hlavici polohovacího pohonu. Zde se vyskytuje hodnota redukovaného napětí podle hypotézy HMH 48 MPa. Vzhledem ke zjednodušenému tvaru tohoto nakupovaného dílu ve výpočtovém modelu lze tento údaj považovat pouze za přibližný. Únosnost příruby byla proto ověřena přímo u výrobce.

3.4.6 Výpočetní kontrola životnosti vodících pouzder

K největšímu zatížení kuličkových pouzder dochází při specifických podmínkách testu, kdy je horní dvojice linearsetů zatížena radiální silou přibližně 1685 N a spodní dvojice silou 1192 N. Zvolená pouzdra SSE dosahují statické únosnost 7300 N, což je přibližně čtyřnásobek únosnosti základních pouzder typu LME, jejichž cena však není ani dvakrát nižší. Díky tomu součinitel statické bezpečnosti s_0 dosahuje i při průměru vodících tyčí 25 mm hodnoty přibližně 4,3. Protože radiální zatížení každého z linearsetů, způsobené tíhovými a dynamickými účinky polohované jednotky impaktoru při zvedání vychází pouze na 178 N, vychází trvanlivost pouzder při dynamickém zatížení $1,94 \cdot 10^7$ hodin. Pro návrh byla rozhodující statická únosnost.

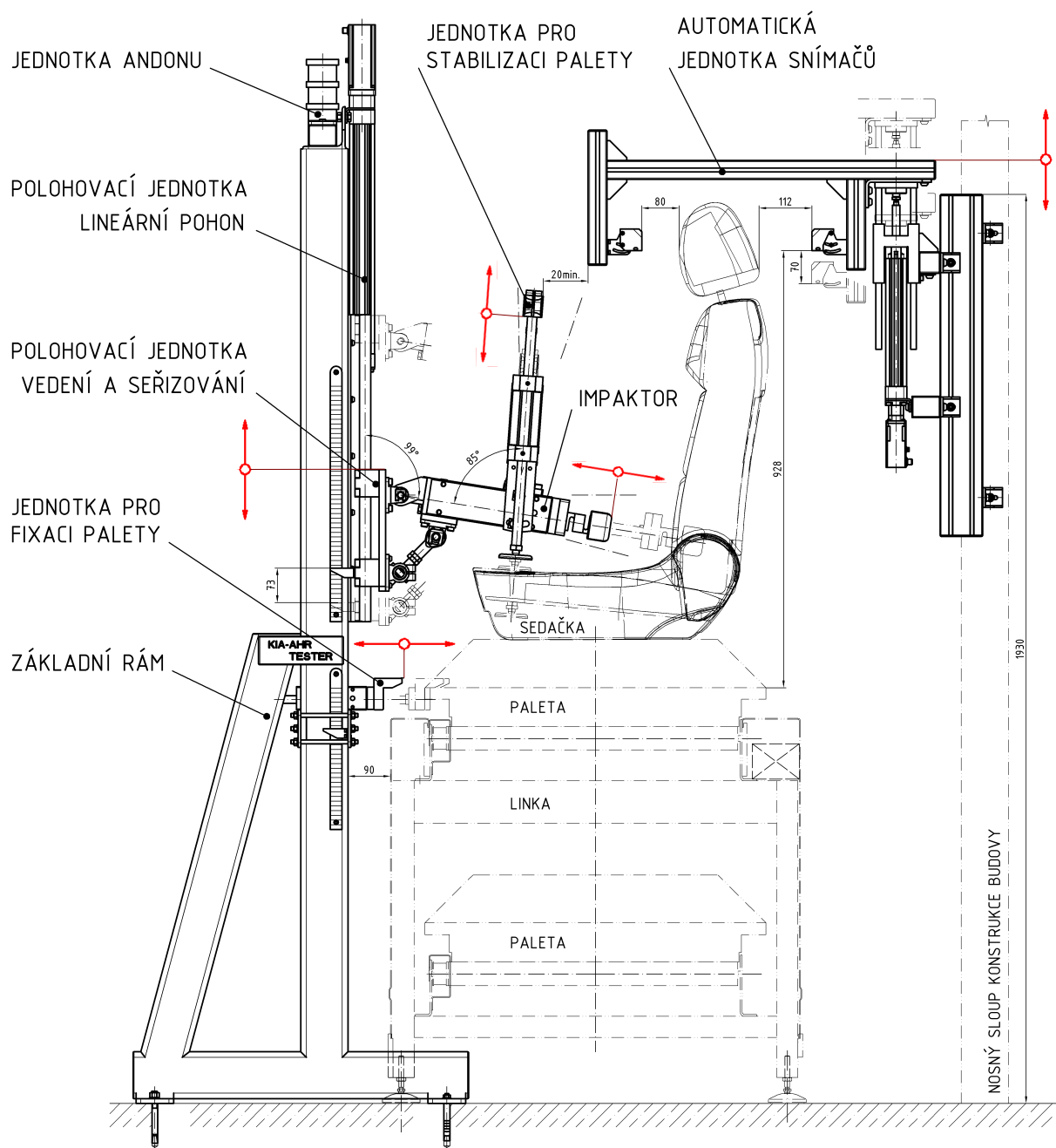
3.4.7 Finální varianta testovacího zařízení po inovaci

Celkový pohled na model inovovaného testovacího zařízení v jeho finální podobě, včetně externí jednotky snímačů polohy aktivní opěrky hlavy, je na obrázku 26. Popisky základních částí testeru, které se vyskytují i na obrázku 9, jsou podbarveny žlutě. Popisky nových prvků a přidáných funkcí jsou odlišeny světle modrým podbarvením.



Obr. 26 Inovované testovací zařízení

Základní pohled na inovované testovací zařízení již instalované v JC jako součást montážní linky pro výrobu automobilových sedaček v režimu JIT je uveden na obrázku 27. Seřízení geometrie a nastavení mechanismů testeru jaké je zachyceno na tomto obrázku odpovídá geometrii stávajícího typu sedačky v situaci před fixací palety v rámci polohy 2, viz oddíl 3.3.1.



Obr. 27 Inovovaný tester pracuje automaticky v režimu JIT, stávající typ sedačky

Vybrané parametry tohoto zařízení jsou v tabulce 5 porovnány s cílovou specifikací, tedy s charakteristikami stanovenými před vlastním detailním návrhem konstrukčních celků.



Tab. 5 Hodnoty vybraných charakteristik testovacího zařízení

Funkční blok zařízení	Charakteristika testovacího zařízení	Cílová specifikace	Finální specifikace
IMPAKTOR	Maximální nastavitelná testovací síla F_I	1000 N	1100 N
	Zdvih válce – hloubka impakce	35 mm + stlačení pěny	zdvih 200 mm
	Přesnost odměřování působící síly	$\pm 7,5$ N	$\pm 3,3$ N
	Kontrolní kroky – počet	3 kroky	programovatelné
JEDNOTKA PRO POLOHOVÁNÍ IMPAKTORU	Rozsah polohové adaptability jednotky impaktoru Δ_I	240 mm	250 mm
	Počet různých dosahovaných pozic	10	63 polohovacích pohybů
	Celkový zdvih polohovací jednotky Δ_I^*	390 mm	400 mm
	Čas pro polohování přes celý zdvih	2,5 s	2,4 s
JEDNOTKA PRO SNÍMÁNÍ POLOHY OPĚRKY	Rozsah horizontální polohové adaptability jednotky snímačů Δ_S	200 mm	200 mm
	Vertikální vzdálenost kompenzační ho snímače	100 mm	0 mm (snímače jsou v ose)
	Přesnost odměřovacího systému	± 1 mm	$\pm 0,8$ mm
MECHANISMY SEŘÍZOVÁNÍ SKLONU IMPAKTORU	Nastavení úhlu sklonu impaktoru δ	rozsah 15°	$0-15^\circ$ (rozsah lze zvýšit)
	Technologický čas seřízení úhlu sklonu	10 minut	5 minut
STABILIZAČNÍ JEDNOTKA	Nastavení úhlu sklonu stabilizační jednotky	rozsah 15°	$\pm 10^\circ$
	Celkový zdvih stabilizační jednotky	100 mm	125 mm (při $\Delta_3 = 100$ mm)
TESTER	Minimální čas cyklu (sedačky shodné)	17 s	14,9 s
	Maximální čas cyklu (max. odchylky)	19 s	18,9 s
RÁM	Deformace rámu testeru ve směru osy X	1 mm	0,841 mm
	Deformace rámu – posuv v místě hlavičky impaktoru	0,5 mm	0,361 mm

3.4.8 Ekonomické zhodnocení

Již od raných fází tvorby konceptu zařízení byl brán zřetel na ekonomické hledisko. Vzhledem k tomu, že se jedná o jeden kus jednoúčelového zařízení, je vlastní konstrukce provedena s výjimkou svařovaného rámu s většími nároky na tuhost, převážně jako stavebnice z různých nakupovaných dílů. Všechny vyráběné díly jsou konstrukčně jednoduché, a je proto možné je zhotovit běžnými prostředky. Protože každý pohon představuje nemalé náklady, cílová varianta konstrukce vychází z konceptu s nejmenším počtem pohonů.

Nejnákladnějším nakupovaným pohonem je *polohovací jednotka pro impaktor* realizovaná jako lineárního řešení od firmy FESTO s celkovou ceníkovou cenou 1413,86 EURO za všechny komponenty. Tato cena zahrnuje krokový motor, axiální sadu, lineární jednotku, ovladač, řídicí vedení i kabely k enkodéru a motoru. Náklady na tuto jednotku mohly být po odlehčení desky s impaktorem značně sníženy, protože bude využit krokový motor s nižším výkonem. Snížení hmotnosti desky bylo provedeno na základě analýzy s využitím metody konečných prvků. Náklady na čtyři linearsety s pouzdry pro vysoká zatížení, které slouží pro vedení jednotky impaktoru, činí 8976 Kč. Cena příslušných vodících tyčí na podpěrách je 4825 Kč.

Pro *polohování snímačů* byla vybrána cenově dostupnější lineární jednotka s kluzným uložením matice. Díky změně umístění snímače čárového kódu je možné spustit tento pohon s předstihem, takže jeho hlavní nevýhoda spočívající ve výrazně nižší povolené rychlosti již nezpůsobí zpomalení procesu. Výsledné pořizovací náklady celého řešení, včetně přesného lineárního vedení, jsou 1373,15 EURO. Při přezkoumání návrhu *stabilizační jednotky* byla zvolena kluzná pouzdra, která jsou přibližně 4x levnější než kuličková pouzdra v původně navržených linearsetech. Takže největší náklad na nakupované díly této jednotky, s výjimkou pneumatického válce, představují vodící tyče s cenou 925 Kč. Optické *snímače vzdálenosti* i tenzometrický snímač síly zůstává ve stejné cenové hladině jako snímače na stávajícím zařízení. Příliš se nezměnily náklady na *pneumotory* ani ostatní pneumatické prvky. Pevná část i pohyblivý výložník *jednotky snímačů* budou, vyjma jedné vyráběné plechové podložky a dvou úhelníků, sestaveny z prvků cenově dostupného stavebnicového systému od firmy AlutecKK.

Pro splnění poměrně náročných požadavků na nové funkce a vlastnosti testovacího zařízení bude nutno vynaložit nižší náklady, než byly původní odhady. Přesto by bylo vhodné porovnat cenovou náročnost navrhované inovace testovacího zařízení s náklady na druhou alternativu. Tou je paralelní zástavba několika jednodušších testerů s fixní geometrií pro konkrétní typ sedačky.

4. Závěr a přílohy

4.1 Zhodnocení práce

V úvodní části práce je stručně rozebrán princip funkce aktivní opěrky hlavy, běžně používané systémy a související předpisy. V další části je analyzován stav stávajícího testovacího zařízení pro průběžnou kontrolu správné funkce AHR při výrobě sedaček na montážní lince v Johnson Controls v Žilině. Návrh inovace tohoto testeru tvoří hlavní náplň mé diplomové práce.

V praktické části byly identifikovány a dále pomocí afinního diagramu zpracovány zákaznické potřeby v JC, kde stávající zařízení pracuje. Po stanovení cílové specifikace inovovaného testovacího zařízení s využitím metody QFD bylo sestaveno blokové schema znázorňující vazby mezi jeho jednotlivými funkčními bloky. S využitím metody TRIZ bylo vygenerováno celkem osmnáct konceptů pro inovaci jednotlivých funkčních bloků testeru. Váženým vícekritériálním výběrem byla za pomoci tří srovnávacích tabulek vyhodnocena nejvýhodnější kombinace konceptů k dalšímu zpracování. Po jejím ověření zákazníkem následoval detailní návrh zařízení v prostředí Pro/ENGINEER, který je postupně po funkčních celcích popisován v oddílu 3.3.

Přezkoumáním návrhu testeru se zabývám v oddílu 3.4. Na základě analýzy D-FMEA byly provedeny konkrétní konstrukční úpravy stabilizační jednotky a jednotky pro polohování vlastního impaktoru s tenzometrickým snímačem. S využitím metody konečných prvků byla v prostředí Algor DesignCheck provedena výpočetní kontrola deformace modifikovaného základního rámu zařízení při probíhajícím testu. Statická deformační a napěťová analýza sestavy desky s linearsety a s prvky pro připojení impaktoru byla provedena v prostředí Ansys a to s cílem nejen předejít přičení vodících pouzder a zkontrolovat napětí, ale také odstranit přebytečné pohybující-se hmoty a umožnit tak použití méně nákladného pohonu. Součástí tohoto oddílu je také ekonomické zhodnocení.

K nejpodstatnějším konstrukčním změnám patří automatizované nastavování polohy impaktoru testovacího zařízení díky lineárním šroubovým pohonům, takže bude možné testovat správnou funkci aktivní opěrky hlavy na různých typech autosedaček. Vylepšený systém odměřování polohy AHR umožní dokonalejší kompenzaci chybových veličin. Nová jednotka pro stabilizaci sedačky eliminuje vůle v uložení autosedačky na jednoúčelové paletě. Parametry navrhovaného zařízení splňují veškeré cíle inovace a inovované testovací zařízení tedy uspokojí všechny podstatné identifikované potřeby. V souladu s cíli práce je přiložena výkresová dokumentace.



4.2 Seznam přiložené výkresové dokumentace

Sestavný výkres testovacího zařízení	S08000749
Podsestavný výkres jednotky snímačů	S08000749–S01
Podsestavný výkres fixační jednotky	S08000749–S02
Podsestavný výkres polohovací jednotky s linearseť.....	S08000749–S03
Podsestavný výkres impaktoru	S08000749–S04
Výrobní výkres svařence kloubového držáku impaktoru	S08000749–SV1
Výrobní výkres hlavice impaktoru	S08000749–V01
Výrobní výkres fixačního dorazu palety	S08000749–V02

4.3 Seznam příloh

příloha 1	automatické nastavení polohy jednotky impaktoru – koncept ANP-1
příloha 2	automatické nastavení polohy jednotky impaktoru – koncept ANP-2
příloha 3	automatické nastavení polohy jednotky impaktoru – koncept ANP-3
příloha 4	automatické nastavení polohy jednotky impaktoru – koncept ANP-4
příloha 5	automatické nastavení polohy jednotky impaktoru – koncept ANP-5
příloha 6	automatické nastavení polohy jednotky impaktoru – koncept ANP-6
příloha 7	automatické nastavení polohy jednotky impaktoru – koncept ANP-7
příloha 8	automatické nastavení polohy jednotky impaktoru – koncept ANP-8
příloha 9	automatické nastavení polohy jednotky impaktoru – koncept ANP-9
příloha 10	automatické nastavení polohy jednotky impaktoru – koncept ANP-10
příloha 11	automatické nastavení jednotky snímačů polohy AHR – koncepty ANS



příloha 12	jednotka stabilizace sedačky na paletě – koncepty JSS
příloha 13	zákaznické potřeby a afinní diagram
příloha 14	specifikace lineárního pohonu pro polohování jednotky impaktoru
příloha 15	specifikace pohonu s integrovaným vedením pro polohování jednotky snímačů
příloha 16	tabulka vybraných nakupovaných dílů 1
příloha 17	tabulka vybraných nakupovaných dílů 2
příloha 18	tabulka vybraných nakupovaných dílů 3
příloha 19	vybraný list analýzy D–FMEA
příloha 20	výpočtový model rámu inovovaného testeru a maximální napětí
příloha 21	prostorová deformace konstrukce rámu – posuvy a rotace uzlů kolem osy Z
příloha 22	odchyly v konstrukci rámu ve směru osy X a Y
příloha 23	základní výpočtové modely sestavy desky s linearsety – verze odlehčení
příloha 24	deformace plné desky v ose Y – řez a detail
příloha 25	deformace odlehčené desky 1b v ose Y – řez a detail
příloha 26	deformace odlehčené desky 2c v ose Y – řez a detail
příloha 27	porovnání prostorové deformace odlehčené desky 1b a 2c
příloha 28	deformace desky 2c ve směru osy X – 2 základní pohledy
příloha 29	deformace desky 2c ve směru osy Y – 2 základní pohledy
příloha 30	deformace desky 2c ve směru osy Z – 2 základní pohledy
příloha 31	deformace desky 2c ve směru osy Y – celkový pohled
příloha 32	deformace desky 2c ve směru osy X – celkový pohled
příloha 33	maximální napětí – sestava s deskou 2c – celkový a boční pohled



příloha 34	napětí při posunutém spektru zobrazení – sestava s deskou 2c
příloha 35	funkční kroky – adaptace mechanismů na nižší sedačku – výchozí stav
příloha 36	funkční kroky – adaptace mechanismů na nižší sedačku – polohy
příloha 37	funkční kroky – adaptace mechanismů na vyšší sedačku – výchozí stav
příloha 38	funkční kroky – adaptace mechanismů na vyšší sedačku – polohy
příloha 39	funkční kroky – polohy mechanismů – jednotná geometrie sedačky
příloha 40	projektové řízení

4.4 Seznam informačních pramenů

- [1] FESTO Didactic. *Úvod do pneumatiky*. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1989.
- [2] FESTO Didactic. *Pneumatické řídicí systémy*. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1989.
- [3] PEŠÍK, L. *Části strojů: stručný přehled 1. díl*. Liberec: TU v Liberci, 2005.
- [4] PUSTKA, Z. *Základy konstruování: tvorba výkresové dokumentace*. Liberec: TU v Liberci, 2004.
- [5] ŠEVČÍK, L. a kol. *Počítačem podporované konstruování část 1*. Liberec: TU v Liberci, 2006.
- [6] ŠEVČÍK, L. a kol. *Počítačem podporované konstruování část 2*. Liberec: TU v Liberci, 2006.
- [7] ŠEVČÍK, L. a kol. *Počítačem podporované konstruování část 3*. Liberec: TU v Liberci, 2006.
- [8] FAJT, V. a kol. *Elektrická měření*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1996.
- [9] HAASZ, V. a kol. *Elektrická měření: přístroje a metody*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000.

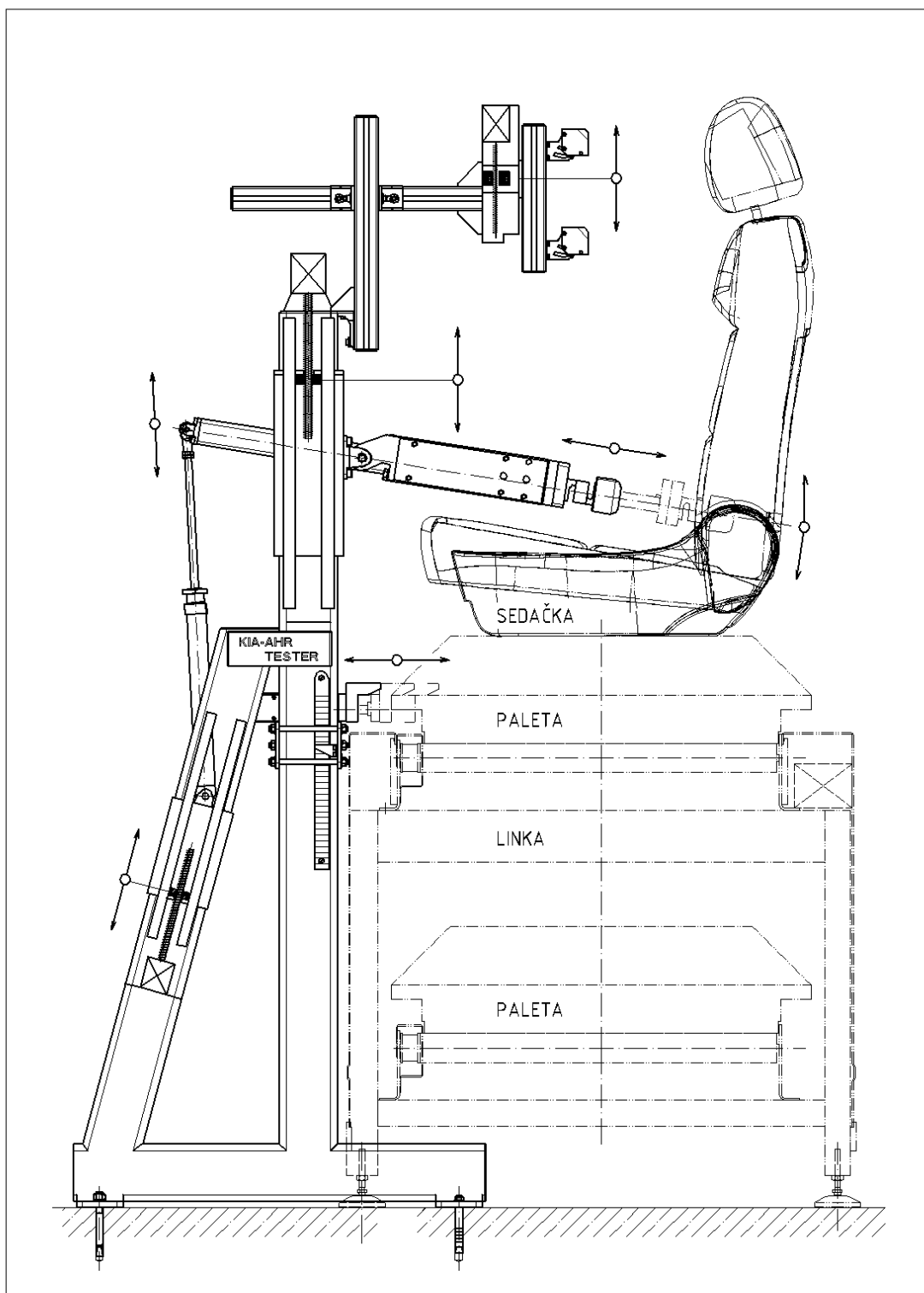


- [10] JENČÍK, J. a kol. *Technická měření*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003.
- [11] MAŠÍN, I. a kol. *Metody inovačního inženýrství*. Liberec: Institut technologií a managementu, 2006.
- [12] LEINVEBER, J. a kol. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2003.
- [13] JIRMAN, P. a kol. *Tvorba a řešení inovačních zadání*. Brno: IndusTRIZ International, 1996
- [14] PETRUŠKA, J. *Počítačové metody mechaniky II*. Brno: VUT v Brně, 2003.
- [15] ŠKODA AUTO. *Dílenská příručka Octavia – Karosérie a montážní prvky*, S00.5118.50.15, 08.1996
- [16] Český normalizační institut. *Svarové a pájené spoje. Označování na výkresech*. ČSN EN 22553. 1997.
- [17] SOUČEK, P. *Servomechanismy ve výrobních strojích*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004.
- [18] CERHA, J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy I*. Liberec: TU v Liberci, 2010.
- [19] CERHA, J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy II*. Liberec: TU v Liberci, 2008.
- [20] VLK, F. *Stavba motorových vozidel*. Brno: Vydavatelství VLK, 2003.
- [21] KOVANDA, J. *Konstrukce automobilů. Pasivní bezpečnost*. Praha: ČVUT, 1996.
- [22] Festo. URL: <<http://www.festo.com>> [cit. 2010 – 09 – 15]
- [23] Utilcell. URL: <<http://www.utilcell.com>> [cit. 2010 – 09 – 21]
- [24] Omega Engineering. URL: <<http://www.omegaeng.cz>> [cit. 2010 – 09 – 23]
- [25] Sick. URL: <<http://www.sick.com>> [cit. 2010 – 12 – 10]
- [26] Balluff. URL: <<http://www.balluff.com>> [cit. 2010 – 12 – 13]
- [27] Feron. URL: <<http://www.ferona.cz>> [cit. 2010 – 12 – 28]
- [28] Alutec K&K. URL: <<http://www.aluteckk.cz>> [cit. 2010 – 10 – 17]



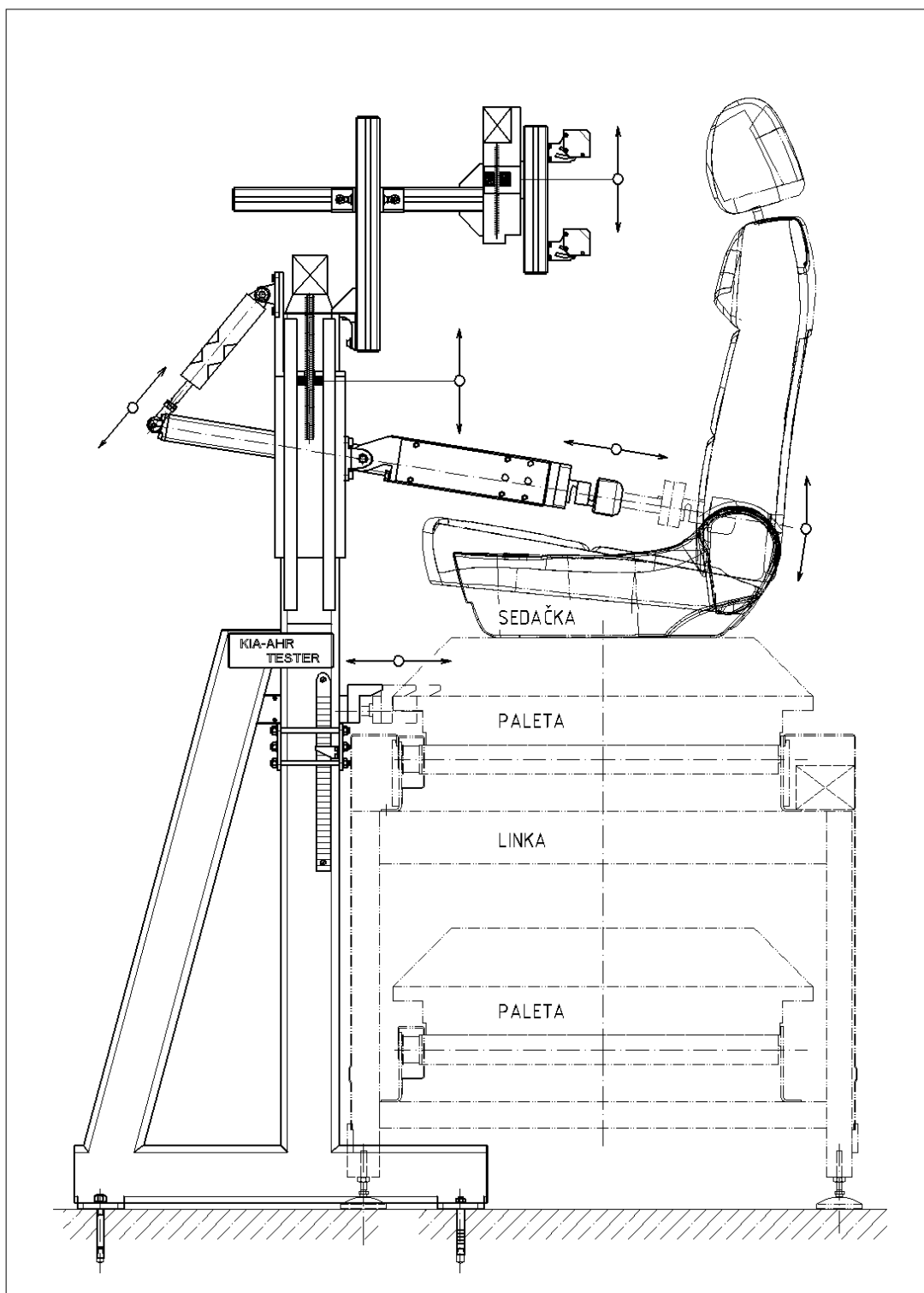
- [29] RK Rose+Krieger. URL: <<http://www.rk-online.co.uk>> [cit. 2010 – 09 – 25]
- [30] Sariv – Němčík. URL: <<http://www.sariv.cz>> [cit. 2011 – 10 – 25]
- [31] Fischer International. URL: <<http://www.fischerwerke.cz>> [cit. 2010 – 01 – 17]
- [32] Maselec. URL: <<http://www.maselec.co.uk>> [cit. 2010 – 05 – 20]
- [33] Renishaw. URL: <<http://www.renishaw.com>> [cit. 2010 – 09 – 23]
- [34] Berger Lahr – positec. URL: <<http://www.regulacni-pohony.cz>> [cit. 2010 – 08 – 15]
- [35] Timken. URL: <<http://www.timken.com>> [cit. 2010 – 11 – 21]
- [36] SKF Ložiska, a.s. URL: <<http://www.skf.cz>> [cit. 2010 – 11 – 22]
- [37] ABBA Linear Tech. URL: <<http://www.abbatech.com.tw/>> [cit. 2010 – 09 – 18]
- [38] THK – The Mark of Linear Motion. URL: <<http://www.thk.com>> [cit. 2010 – 12 – 6]
- [39] European Comission – Eurostat. URL: <<http://epp.eurostat.ec.europa.eu>> [cit. 2010 – 03 – 26]
- [40] European Enhanced Vehicle–safety Committee. URL: <<http://www.eevc.org>> [cit. 2010 – 04 – 15]
- [41] United Nations Economic Comission for Europe. URL: <<http://www.unece.org>> [cit. 2010 – 04 – 14]
- [42] T.E.A.Technik. URL: <<http://www.teatechnik.cz>> [cit. 2010 – 09 – 23]
- [43] Matis – idustrie components. URL: <<http://www.linearnitechnika.cz>> [cit. 2010 – 09 – 29]
- [44] Eling. URL: <<http://www.eling.cz>> [cit. 2010 – 09 – 24]
- [45] HIWIN – Linear Technology. URL: <<http://www.hiwin.cz>> [cit. 2010 – 09 – 27]
- [46] Part Server CAD. URL:<<http://portal-de.partcommunity.com>> [cit. 2010 – 10 – 23]
- [47] ZEJDA, J. *Testovací zařízení pro systém aktivní opěrky hlavy*. Liberec: TU v Liberci, 2008.

PŘÍLOHA 1



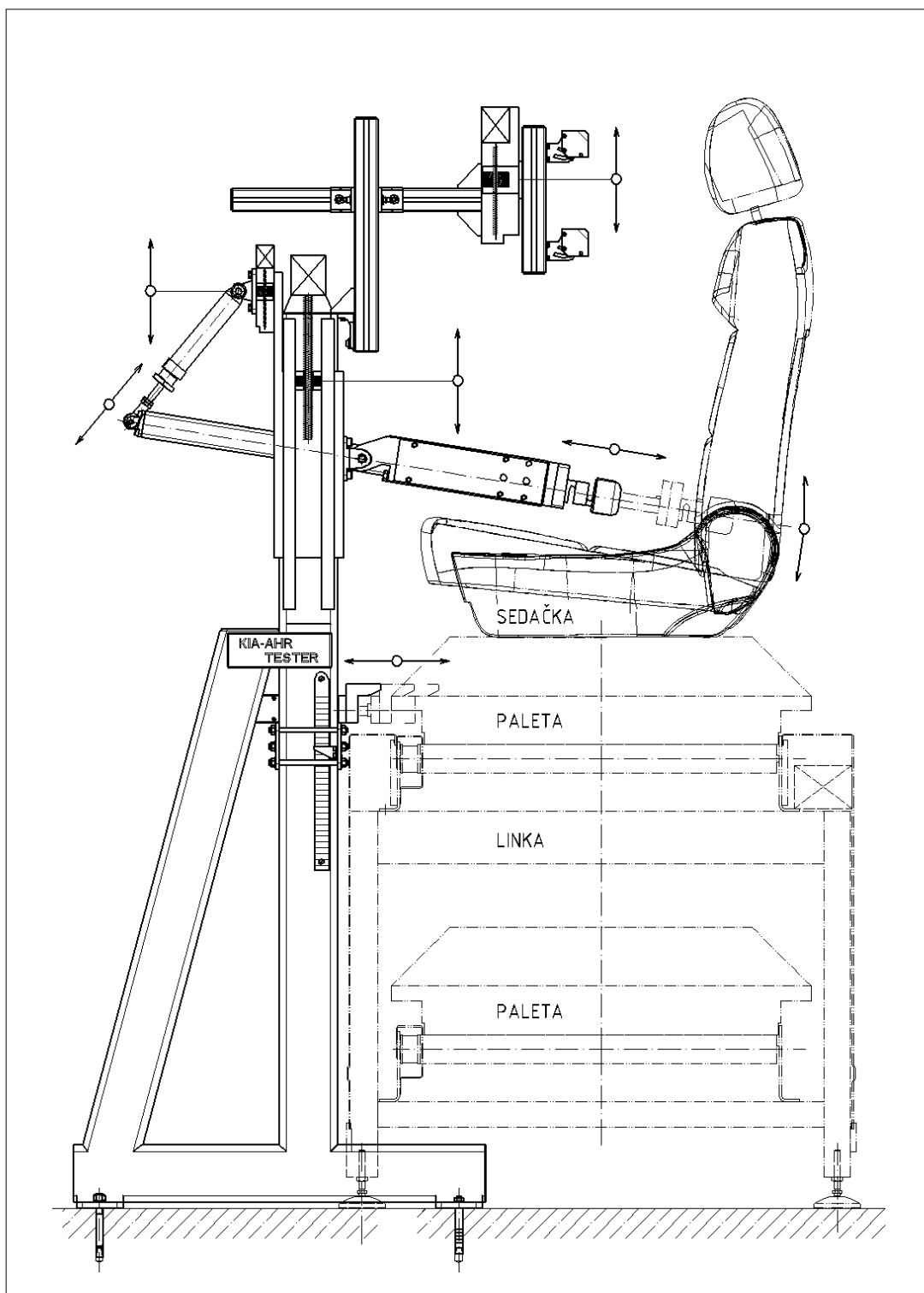
Koncept ANP-1

PŘÍLOHA 2



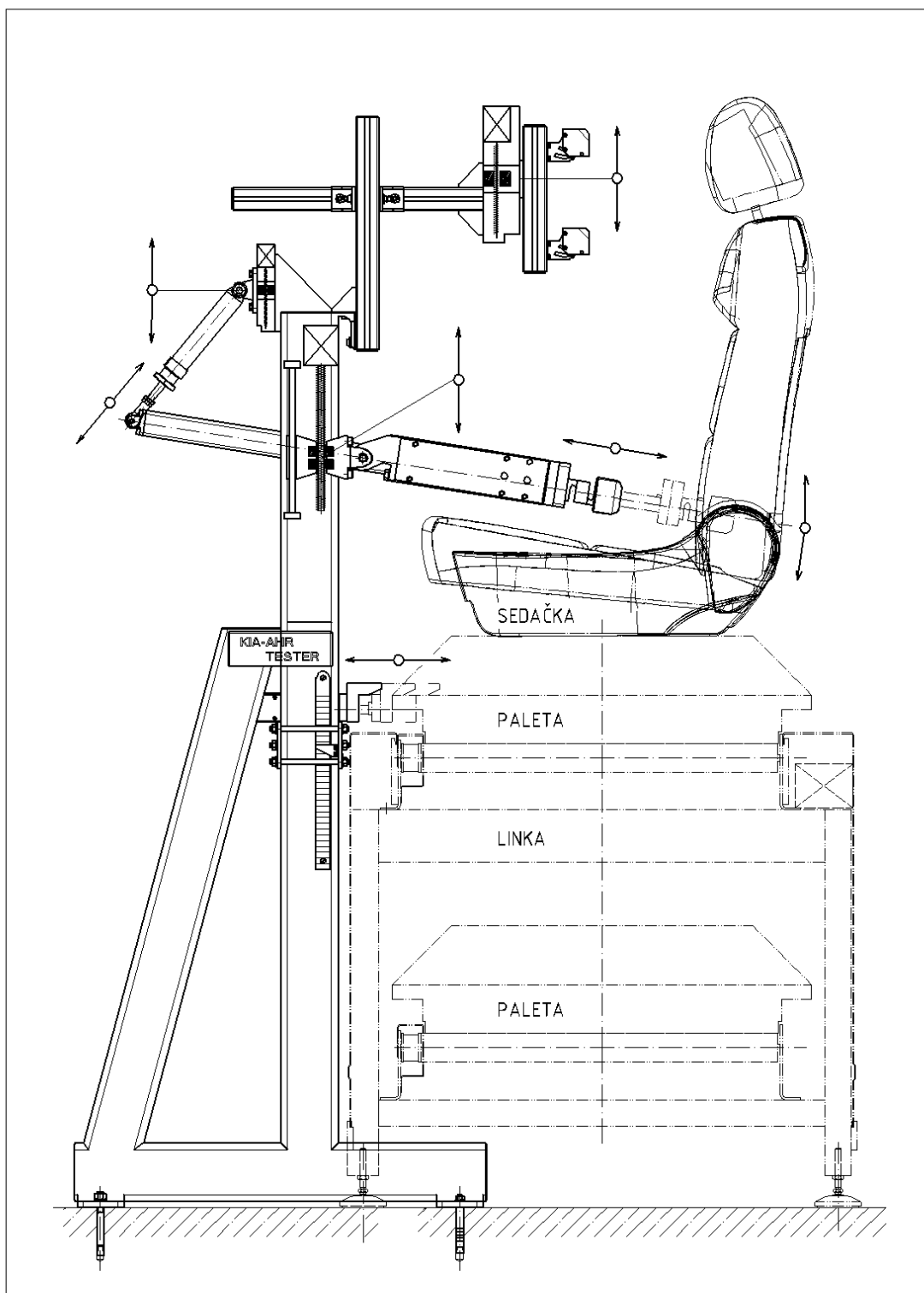
Koncept ANP-2

PŘÍLOHA 3



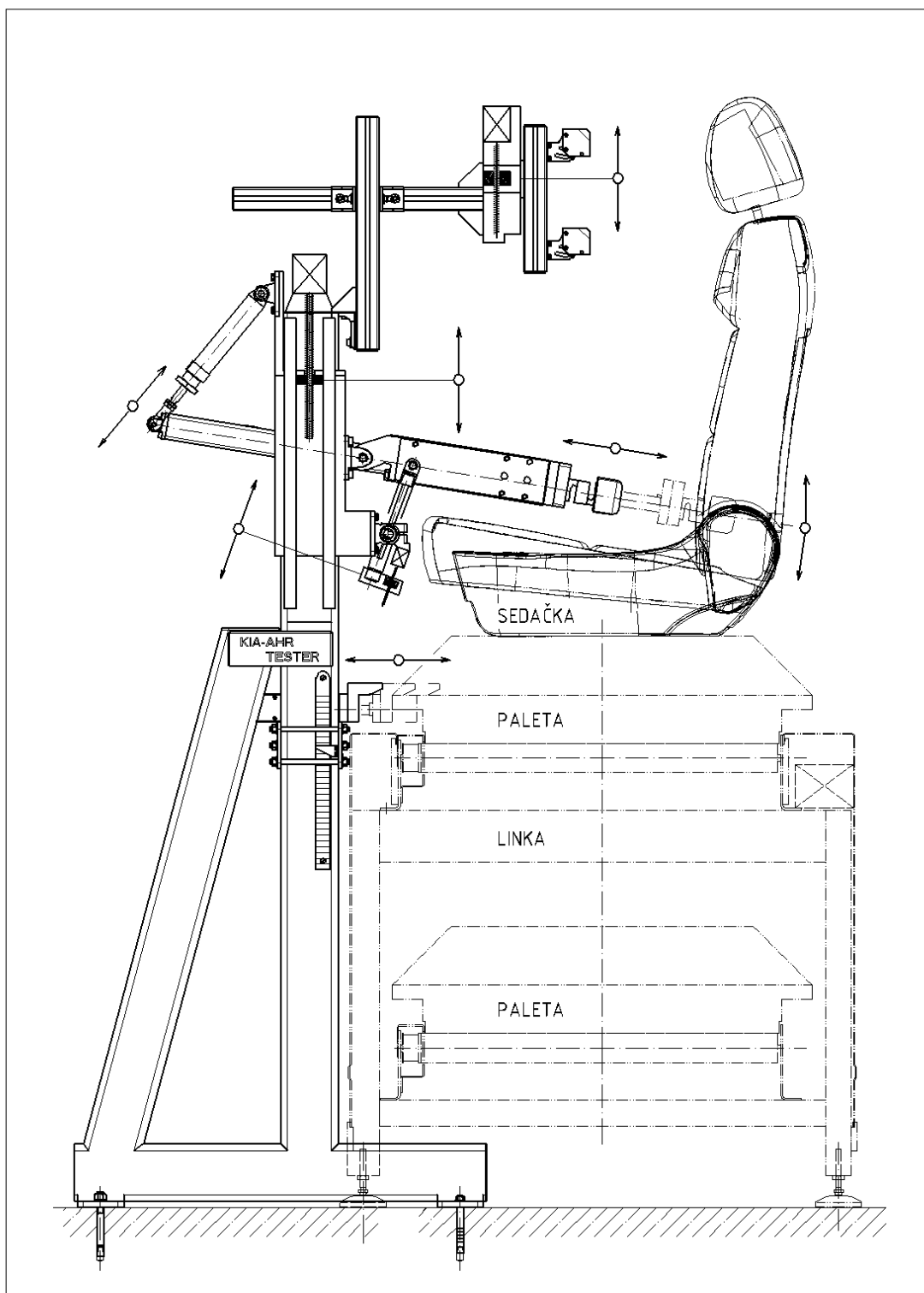
Koncept ANP-3

PŘÍLOHA 4



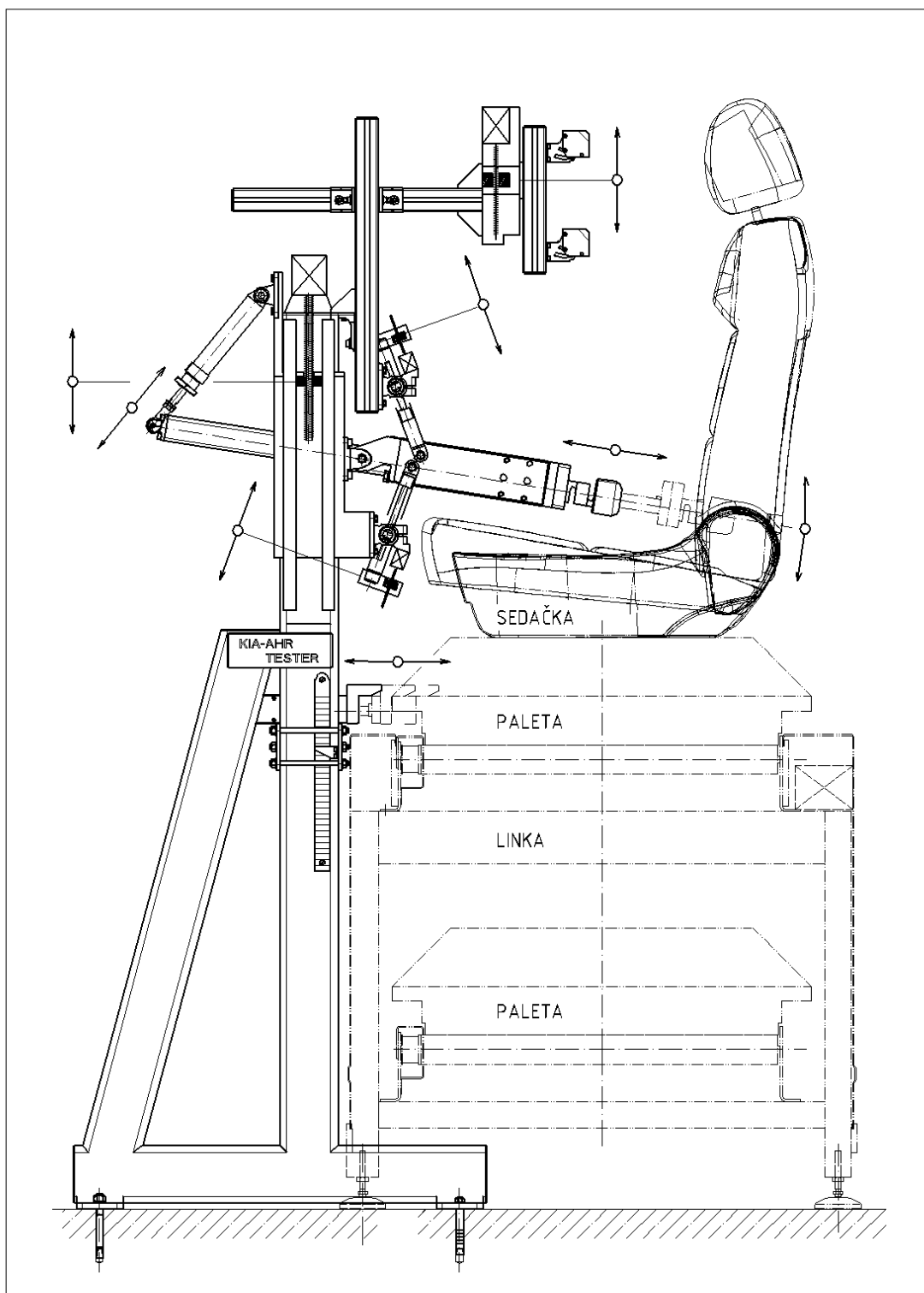
Koncept ANP-4

PŘÍLOHA 5



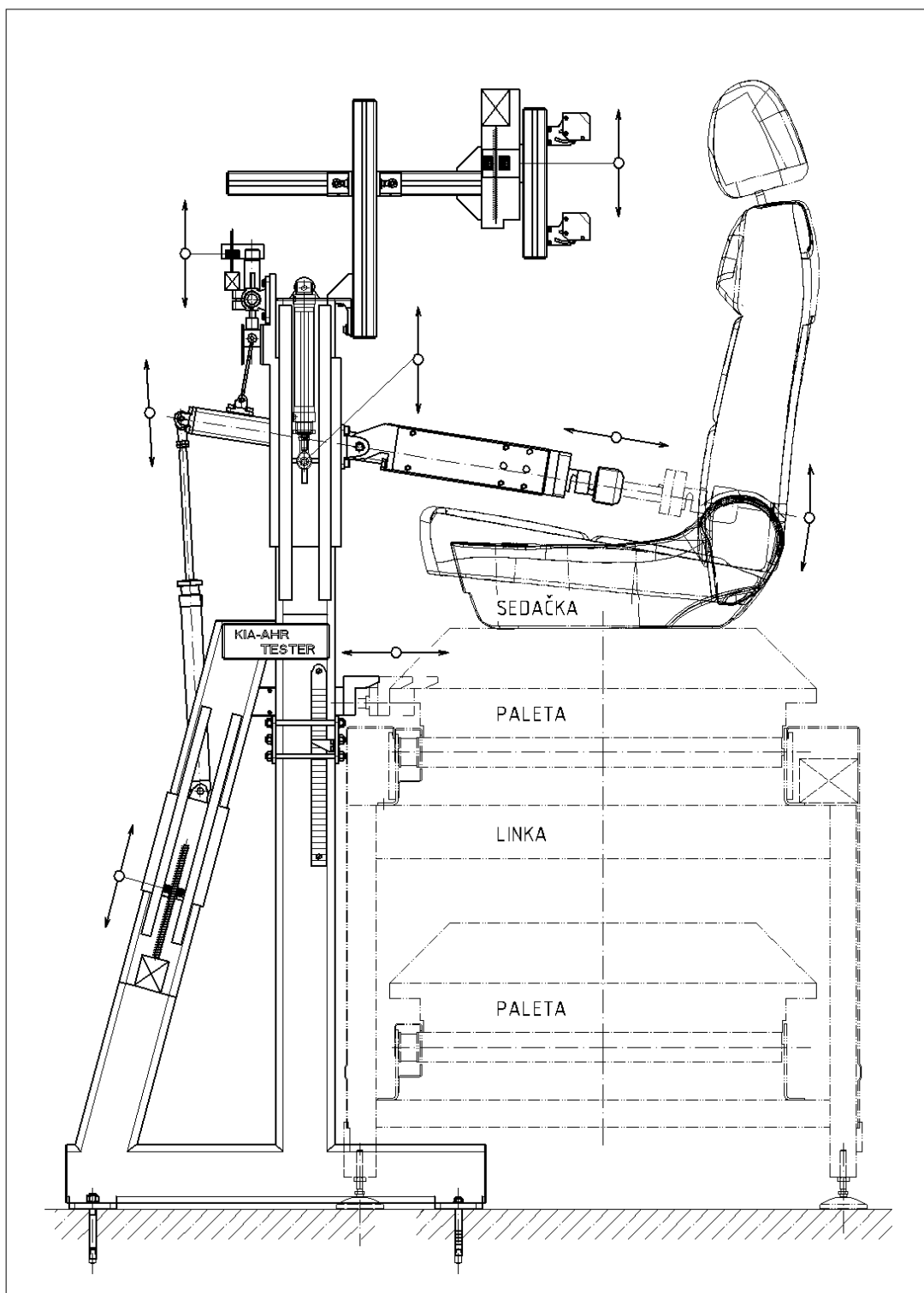
Koncept ANP-5

PŘÍLOHA 6

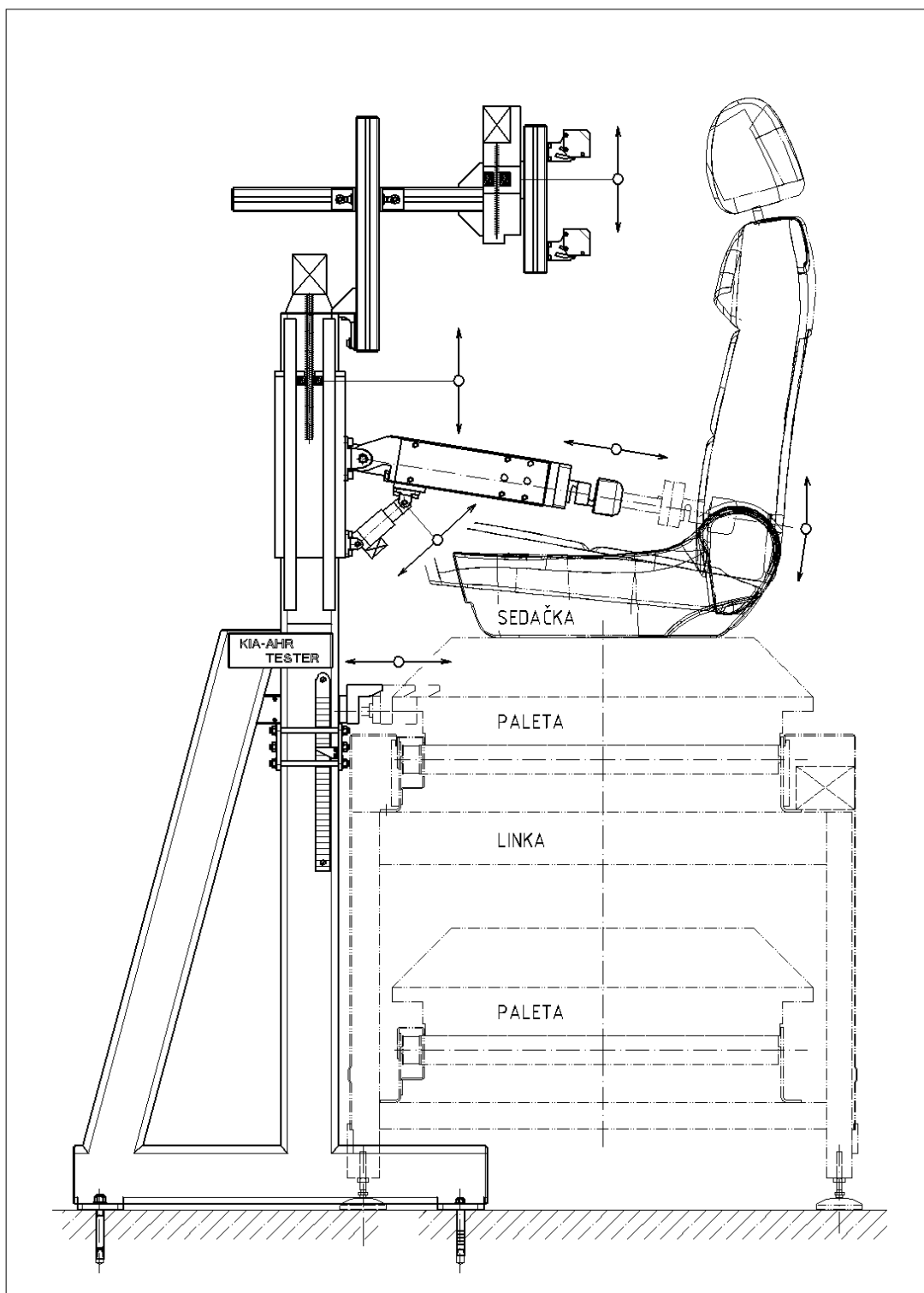


Koncept ANP-6

PŘÍLOHA 7

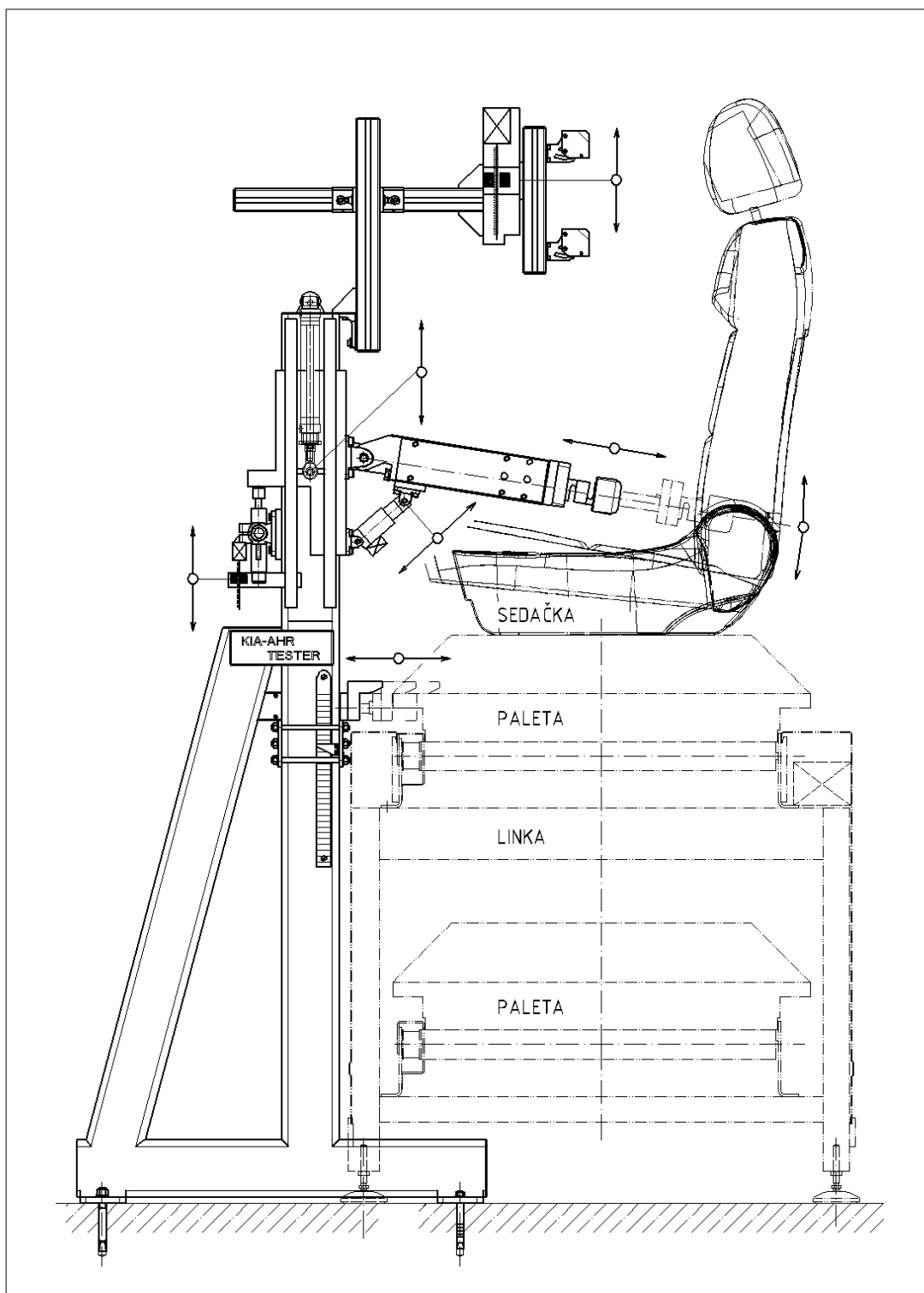


PŘÍLOHA 8



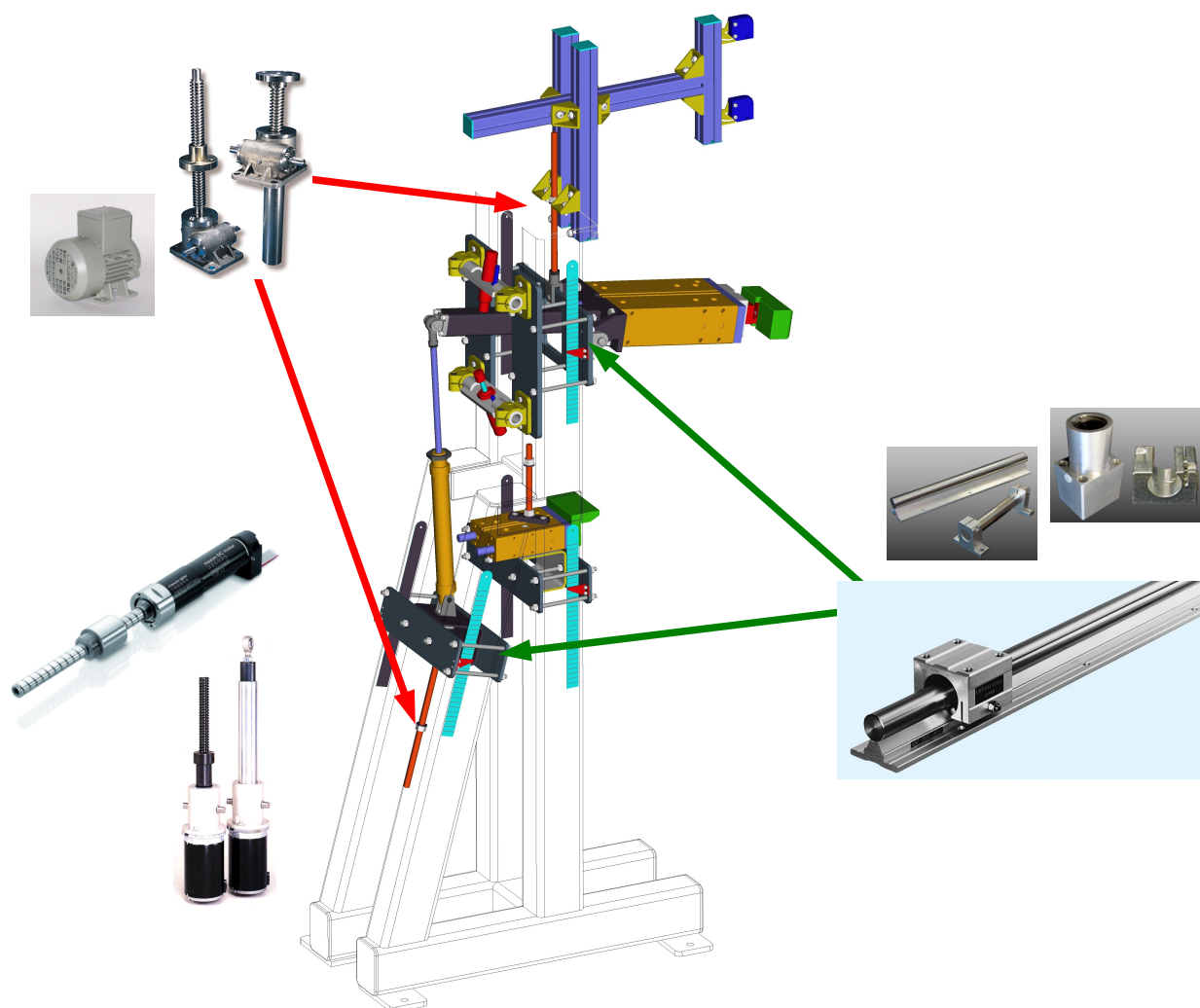
Koncept ANP-8

PŘÍLOHA 9



Koncept ANP-9

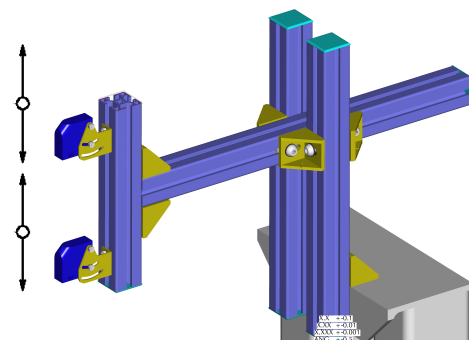
PŘÍLOHA 10



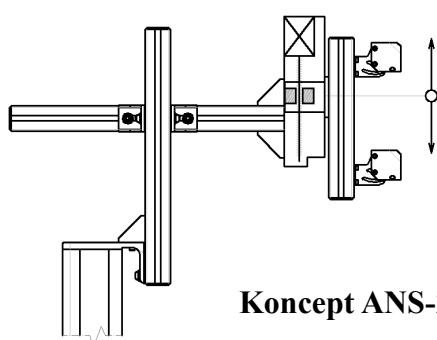
Koncept ANP-10

PŘÍLOHA 11

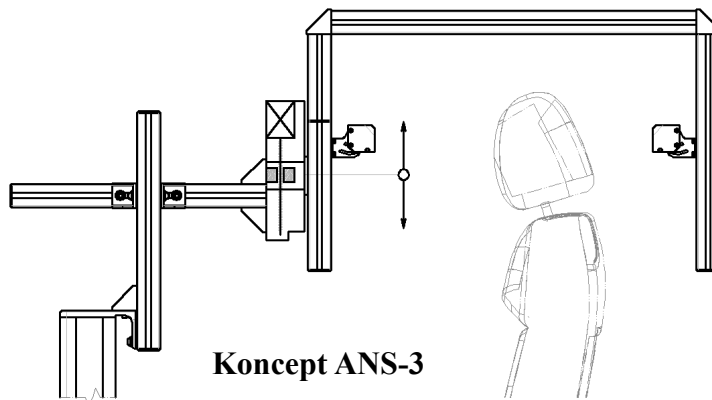
Automatické polohování jednotky snímačů polohy aktivní opěrky hlavy.



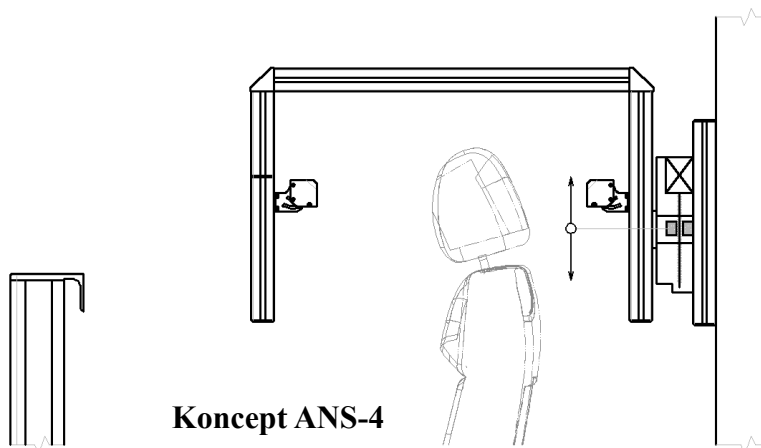
Koncept ANS-1



Koncept ANS-2



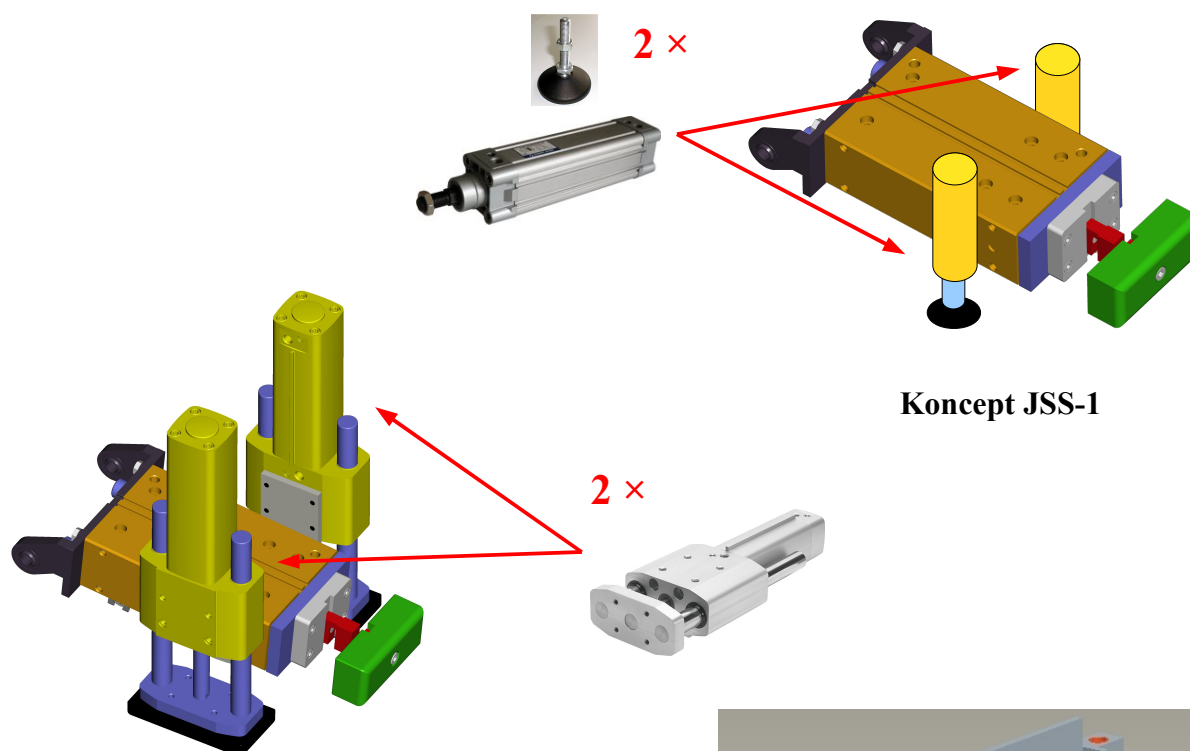
Koncept ANS-3



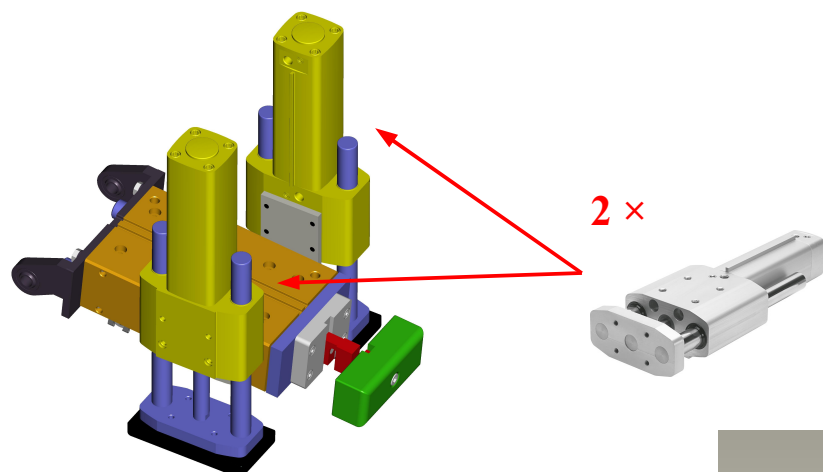
Koncept ANS-4

PŘÍLOHA 12

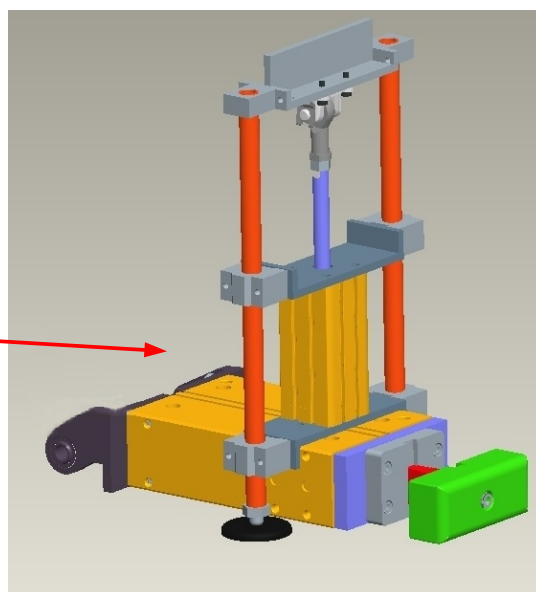
Jednotka pro stabilizaci sedačky na paletě.



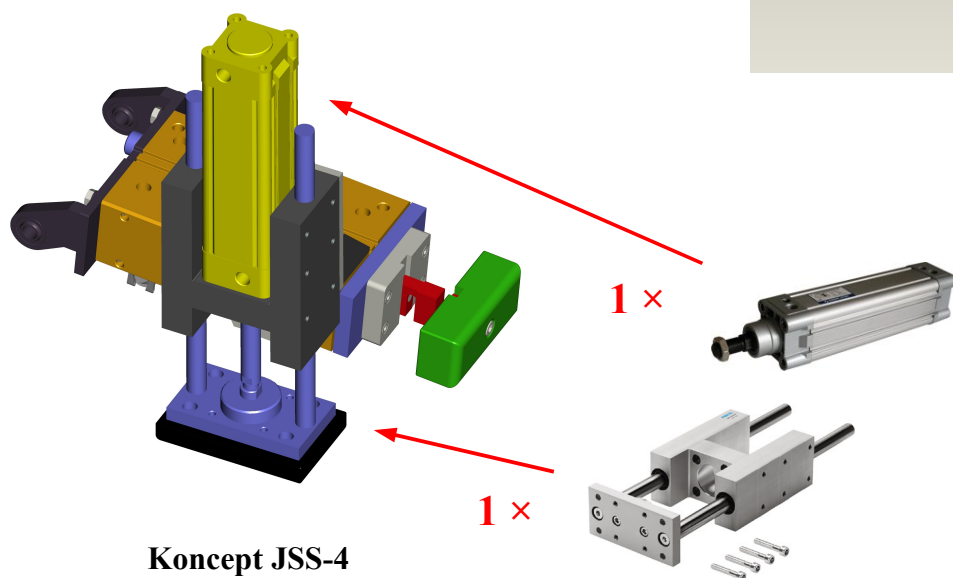
Koncept JSS-1



Koncept JSS-2

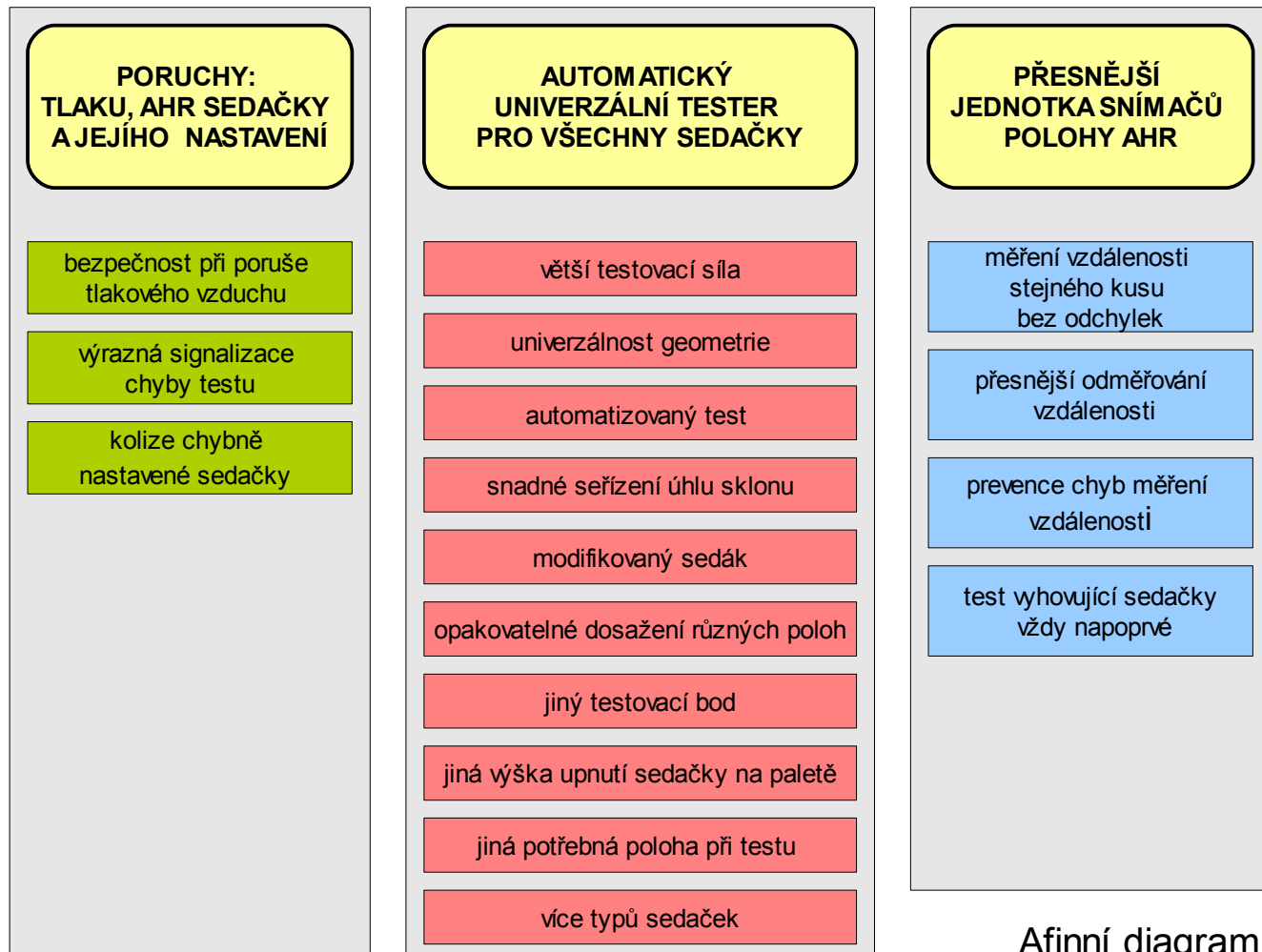
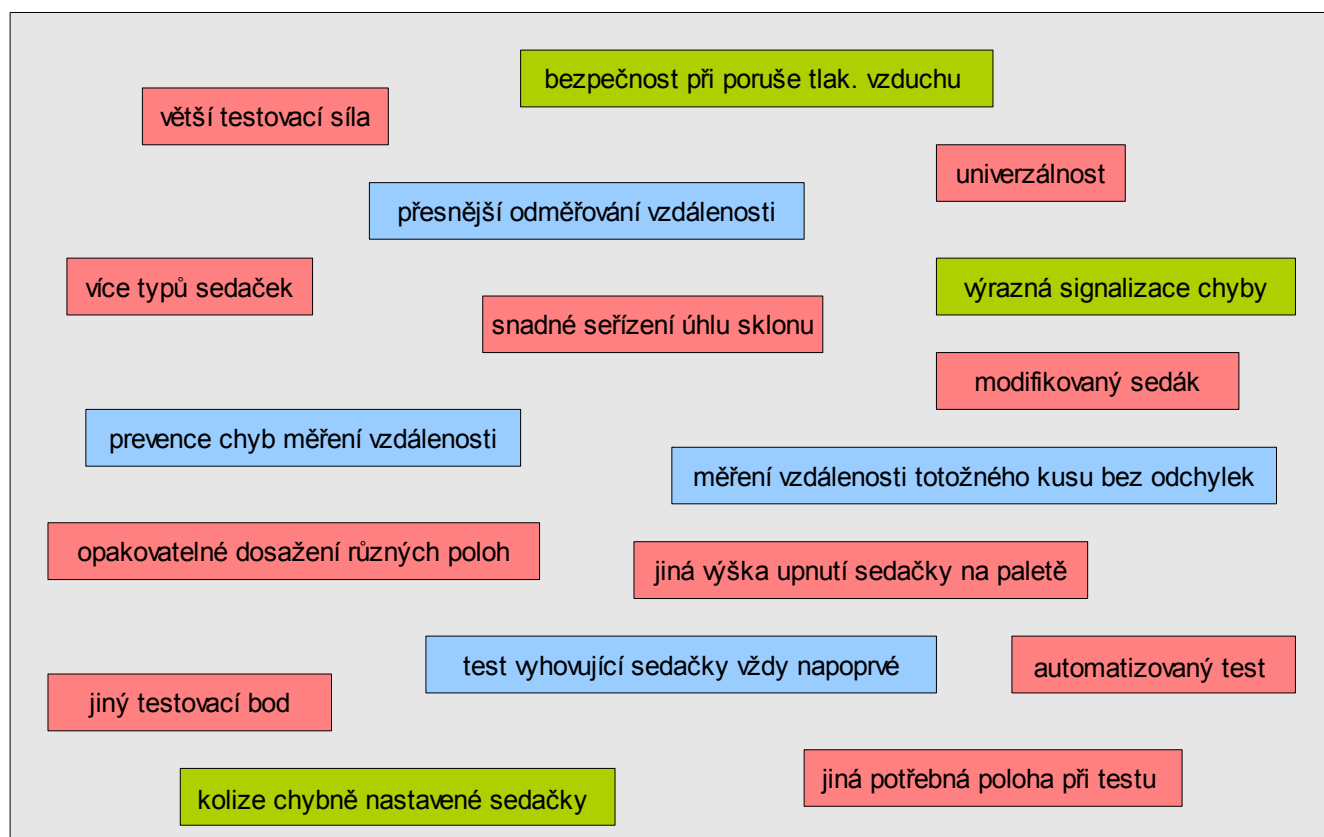


Koncept JSS-3



Koncept JSS-4

PŘÍLOHA 13



Afinní diagram

PŘÍLOHA 14

Solution proposal for positioning drives

FESTO

For your application a solution has been selected consisting of the following components:

EMMS-ST-57-S-SEB
DNCE-40-BS-"12,7"P-Q
CMMS-ST-C8-7



Technical data:

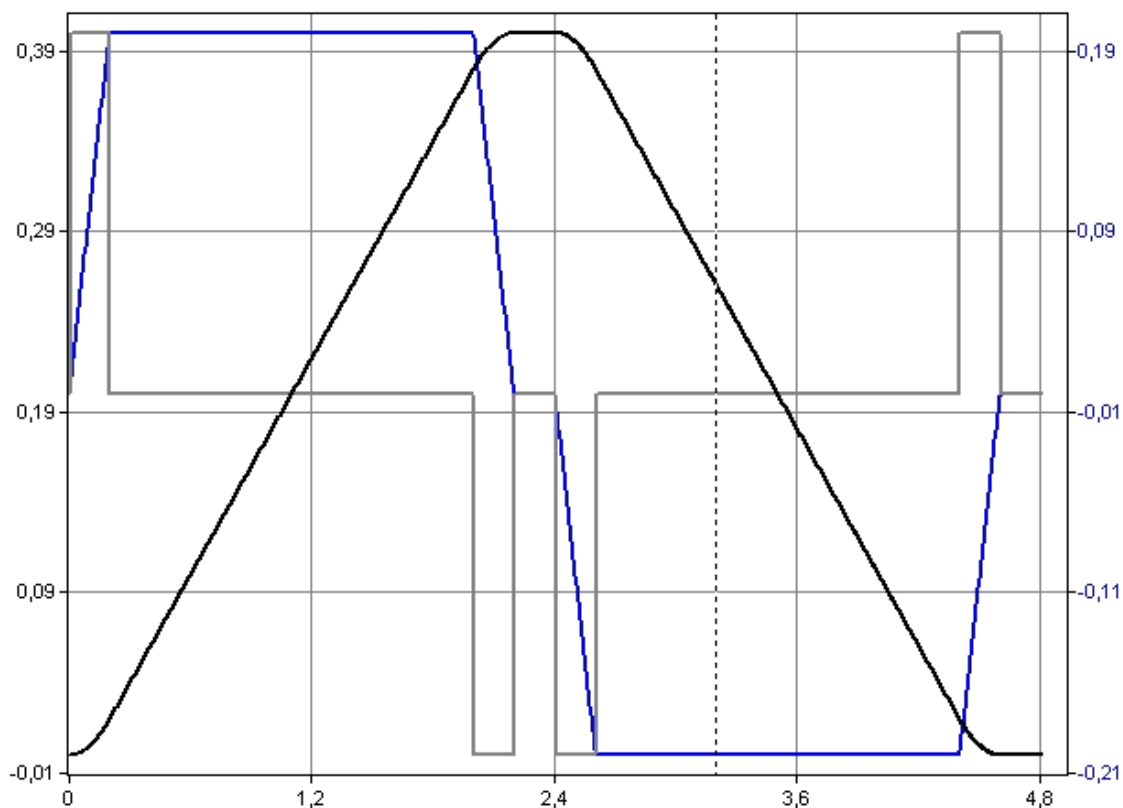
Axis technology
Ball screw
Without guide
Stepper
Brake
Encoder

This solution offers you the following performance:

Usable length 400,000 mm **Possible** 600,000 mm
Repetition accuracy 0,500 mm
Moving mass 35,842 kg
Additional external force -19,4 N

Load Axis 79%
Load Motor 99%
Maximum ambient air temperature 25 ° C

Motion profile see diagram



Travel time: 4,800 s
Speed: 0,200 m/s
Acceleration: 1 m/s
Deceleration: 1 m/s
Required usable force: 397,600 N
Displacement during emergency stop: 1,263 mm

Version 1.5.4
Positioning Drives

C:\Users\Jan\Desktop\navrh-dnce.XPD

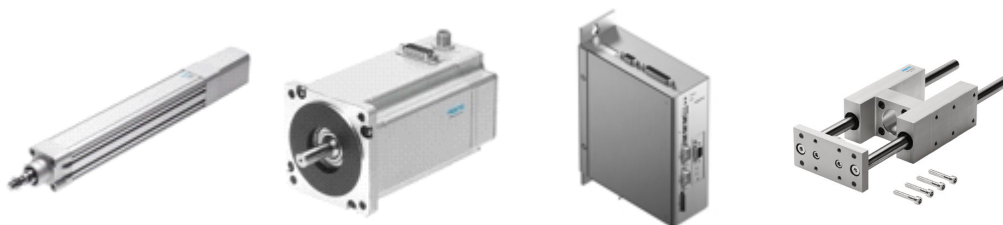
PŘÍLOHA 15

Solution proposal for positioning drives

FESTO

For your application a solution has been selected consisting of the following components:

EMMS-ST-42-S-S
DNCE-32-LS-"1,5"P-Q
CMMS-ST-C8-7
FENG-32-200-KF



Technical data:

Axis technology
Lead screw
Guide integrated
Stepper
Without brake
Encoder

This solution offers you the following performance:

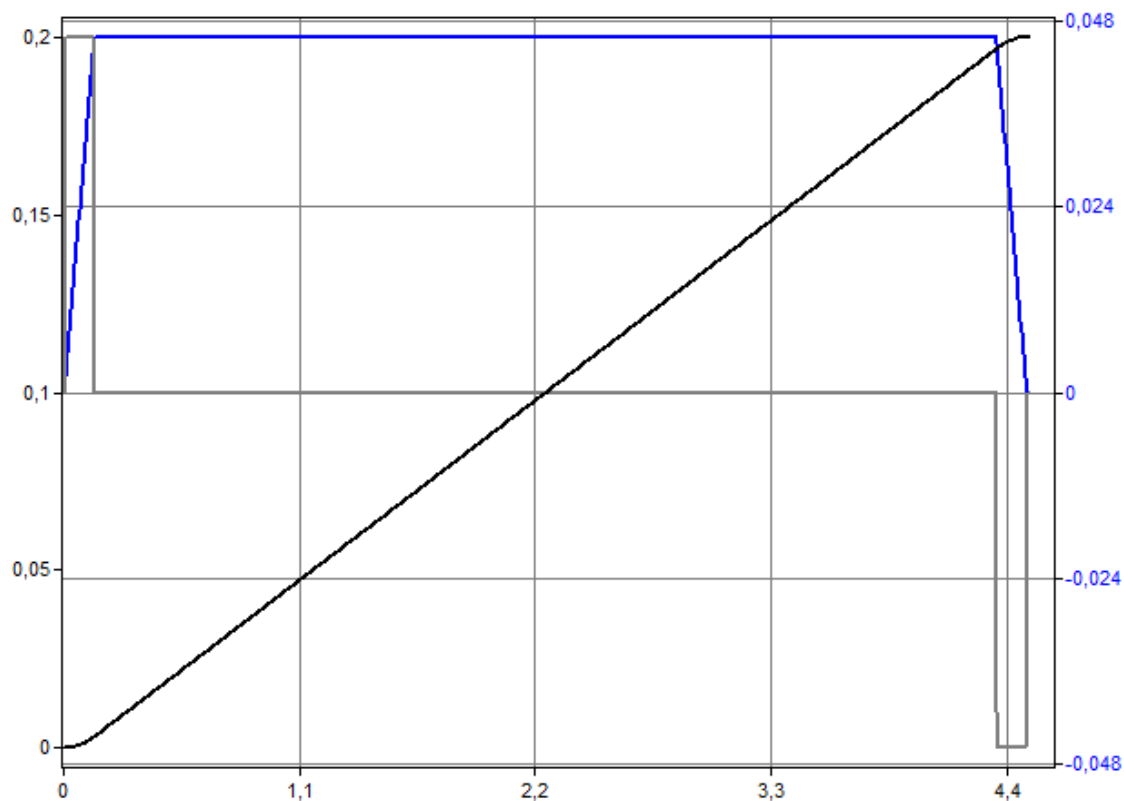
Usable length 200,000 mm **Possible** 400,000 mm
Repetition accuracy 0,500 mm **Possible** 0,020 mm
Moving mass 4,543 kg

Load Axis 99%
Load Motor 86%
Load Guide 29%
Maximum ambient air temperature 25 ° C

Dimensioning of the guide:

Vertical assembly position
y : 296 mm
x : -34 mm
z : 0 mm

Motion profile see diagram






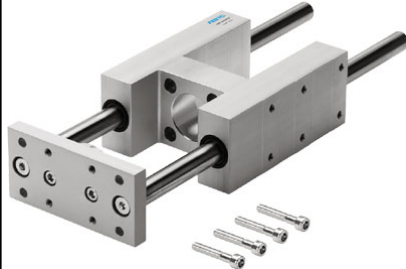




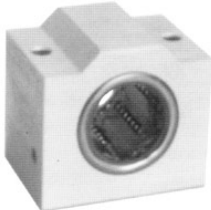
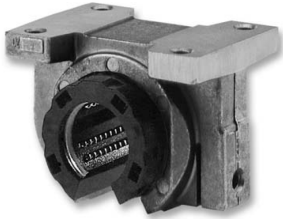


Travel time: 4,496 s
Speed: 0,046 m/s
Acceleration: 0,300 m/s²
Deceleration: 0,300 m/s²
Required usable force: 58,100 N
Displacement during emergency stop: 0,176 mm

Version 1.5.4
Positioning Drives

C:\Users\Jan\Desktop\dnce-pro-snimace.XPD

PŘÍLOHA 16

<p>Pneumotor s vedením řady DFM (Festo AG & Co. KG.)</p>	<p>Pneumotor řady DSN/DSNU (Festo AG & Co. KG.)</p>	<p>Kompaktní pneumotor ADN-50-125-A-P-A (Festo AG & Co. KG.)</p>
		
<p>Tlumič nárazu typu YSR-C (Festo AG & Co. KG.)</p>	<p>Tenzometrický snímač LCCA 250 (Omega Engineering)</p>	<p>Vodící jednotka FENG-32-200-KF (Utilcell)</p>
		
<p>Snímač vzdálenosti BOD 26K-LB05-S 115-C (Balluff)</p>	<p>Snímač vzdálenosti BOD 21M-LA02-S92 (Balluff)</p>	<p>Hliníkový eloxovaný profil Řada Alutec Light (AlutecK&K)</p>
		
<p>Linearset otevřený SOUB-25-WW-SSE (T.E.A.TECHNIK s.r.o.)</p>	<p>Linearset kompaktní SAKH-20LL (T.E.A.TECHNIK s.r.o.)</p>	<p>Linearset s nastavitelnou vůlí MAG-OPAJ-25-S1 (MATIS s.r.o.)</p>
		

PŘÍLOHA 17

<p>Kyvné těleso SNCL-50 (Festo AG & Co. KG.)</p> 	<p>Kyvná příruba SNC-63 (Festo AG & Co. KG.)</p> 	<p>Kyvná příruba SNCB-50 (Festo AG & Co. KG.)</p> 
<p>Kloubová hlavice typu CRSGS (Festo AG & Co. KG.)</p> 	<p>Kyvná příruba LBG-40 (Festo AG & Co. KG.)</p> 	<p>Patková upínka INDUSTRIEFORM FK 30-4 (RK Rose+Krieger)</p> 
<p>Ložiskové těleso pro navaření LSNSG-63 (Festo AG & Co. KG.)</p> 	<p>Patkové upevnění el. válce HNCE-40-AX (Festo AG & Co. KG.)</p> 	<p>Úhlová trubková spojka RAA-W-20 (RK Rose+Krieger)</p> 
<p>Indukční snímač pro T-drážku SMT-8F-ZS-24V-K5-OE-EX (Festo AG & Co. KG.)</p> 	<p>Indukční snímač pro T-drážku SMT-8F-ZS-24V-K5-OE-EX (Festo AG & Co. KG.)</p> 	<p>Regulátor koncových poloh SPC-11 (Festo AG & Co. KG.)</p> 

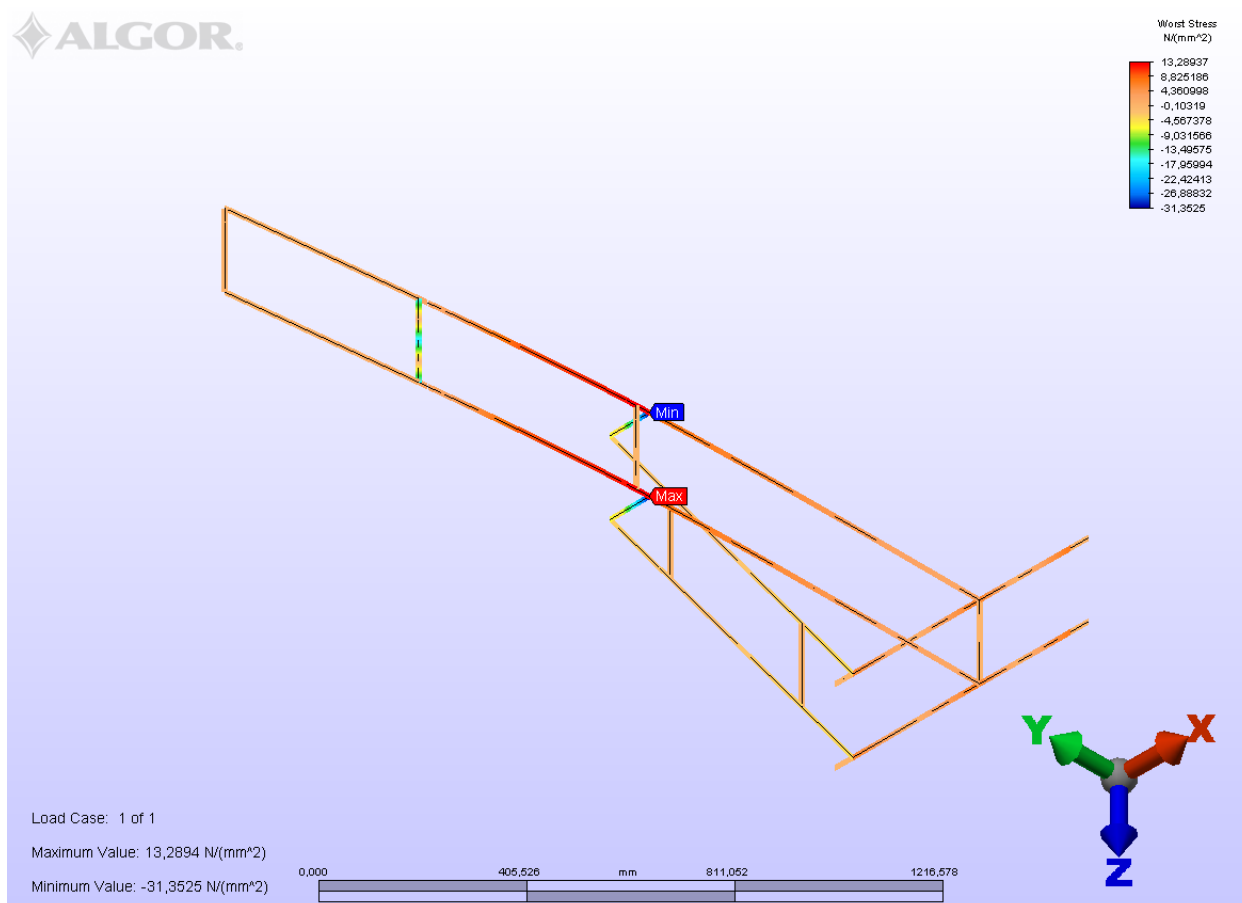
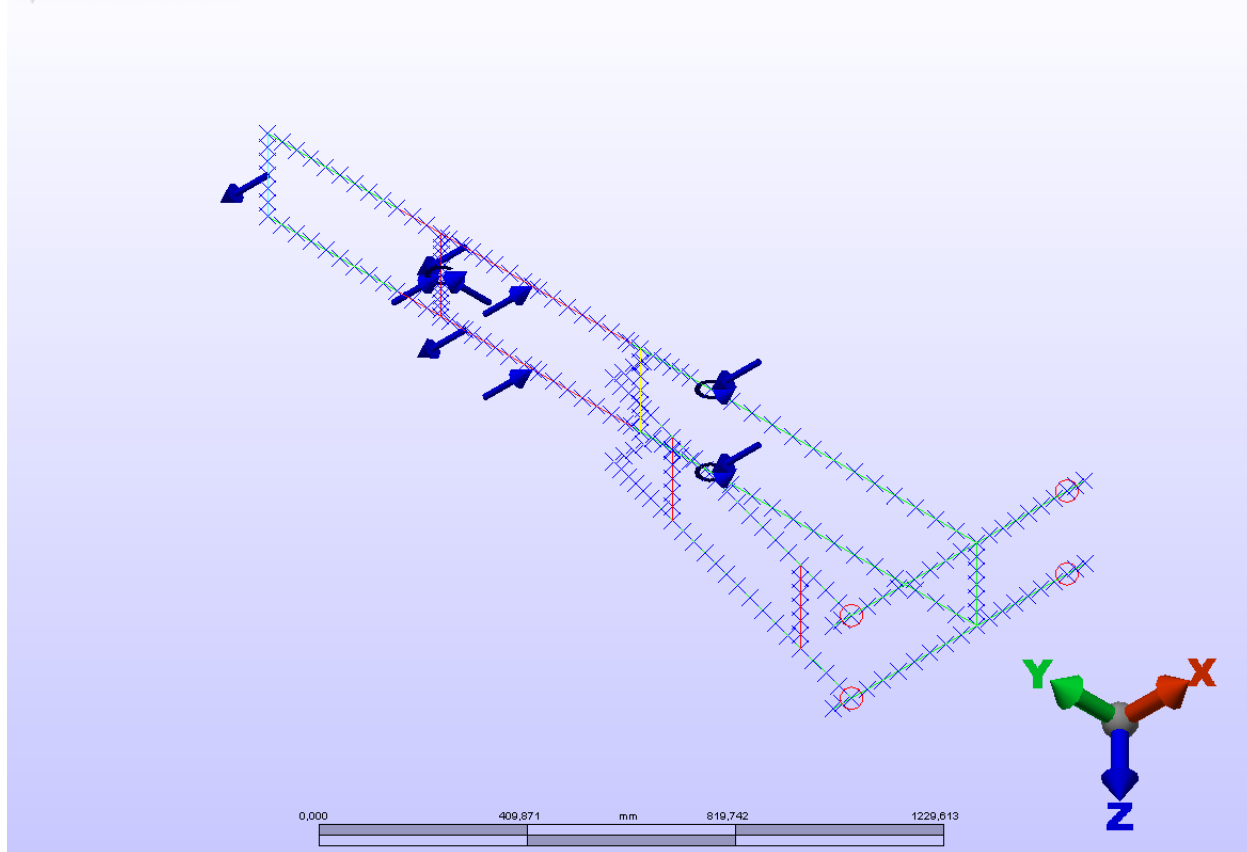
PŘÍLOHA 18

<p>Broušená vodící tyč odlehčená WHV-25 (T.E.A.TECHNIK s.r.o.)</p>	<p>Podpěra a držák vodící tyče WUM-25 a WBAS-20 (MATIS s.r.o.)</p>	<p>Patka stavěcí kloubová MF-D80 (AlutecK&K)</p>
		
<p>Měřítko tenké 500/300x25x1 Kinex 1022 (Kinex)</p>	<p>Kotva svorníková FAZ II 12/10 (Fischer)</p>	<p>Kotva trubková FH 12/10B (Fischer)</p>
		
<p>Krokový motor a ovladač EMMS-ST a CMMS-ST (Festo AG & Co. KG.)</p>	<p>Signalizační LED maják TL-70-2-RGF (APT)</p>	<p>Automatická maznice SYSTEM 42 LAGE (SKF)</p>
		
<p>Naklápěcí kluzné pouzdro LA-20-SL-SA (T.E.A.TECHNIK s.r.o.)</p>	<p>Proximitní optický senzor WTB190TL - P430 (SICK AG)</p>	<p>Elektrický válec řady DNCE (Festo AG & Co. KG.)</p>
		

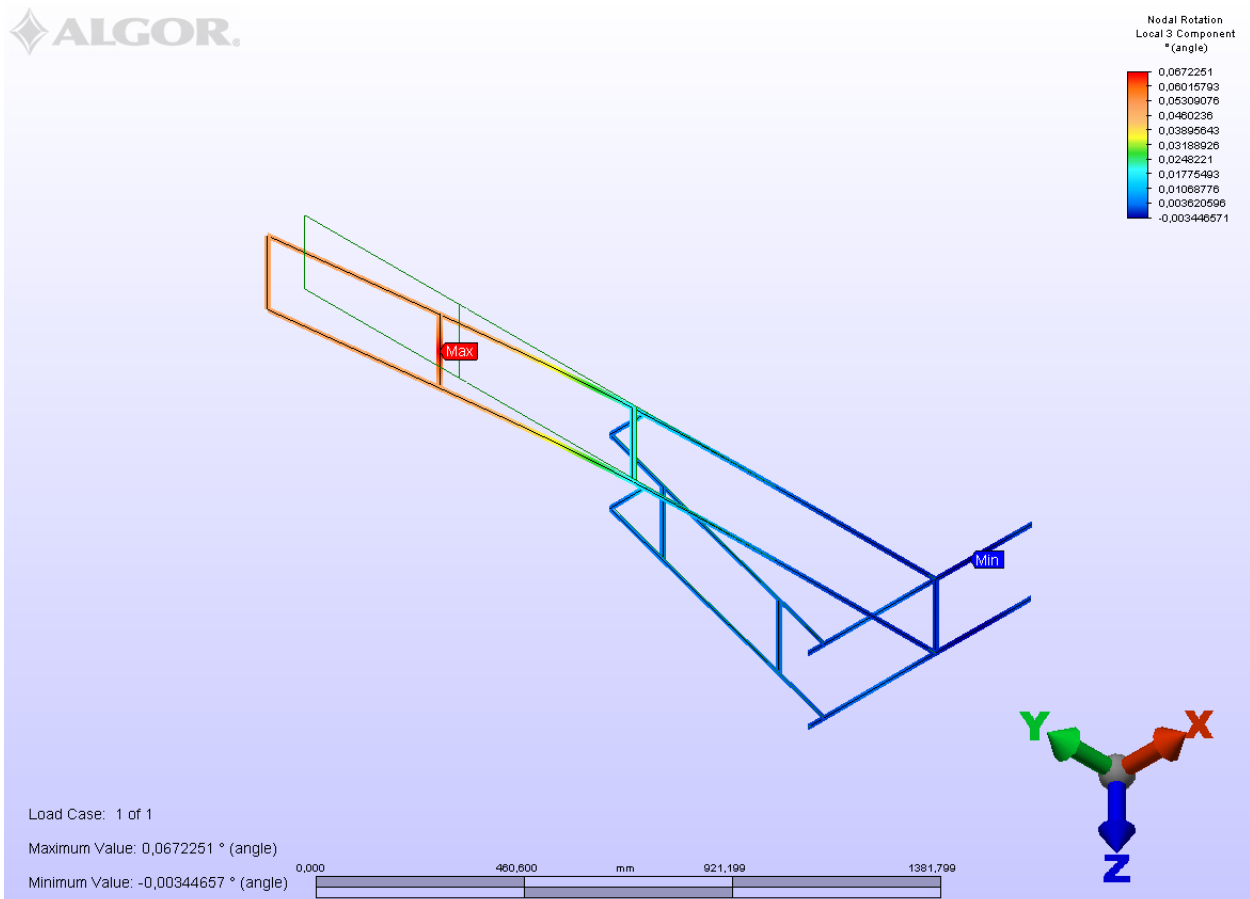
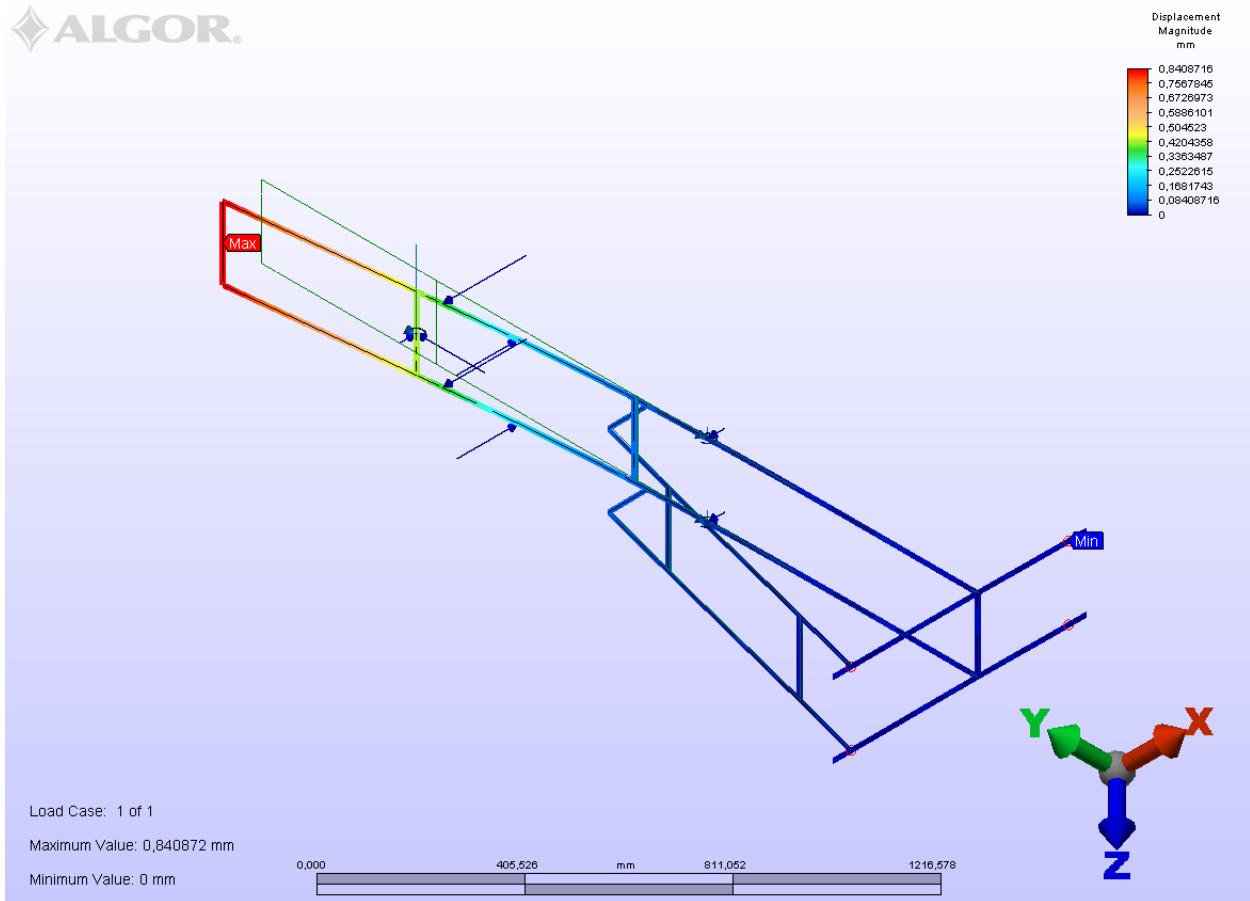
PŘÍLOHA 19

[illegible]

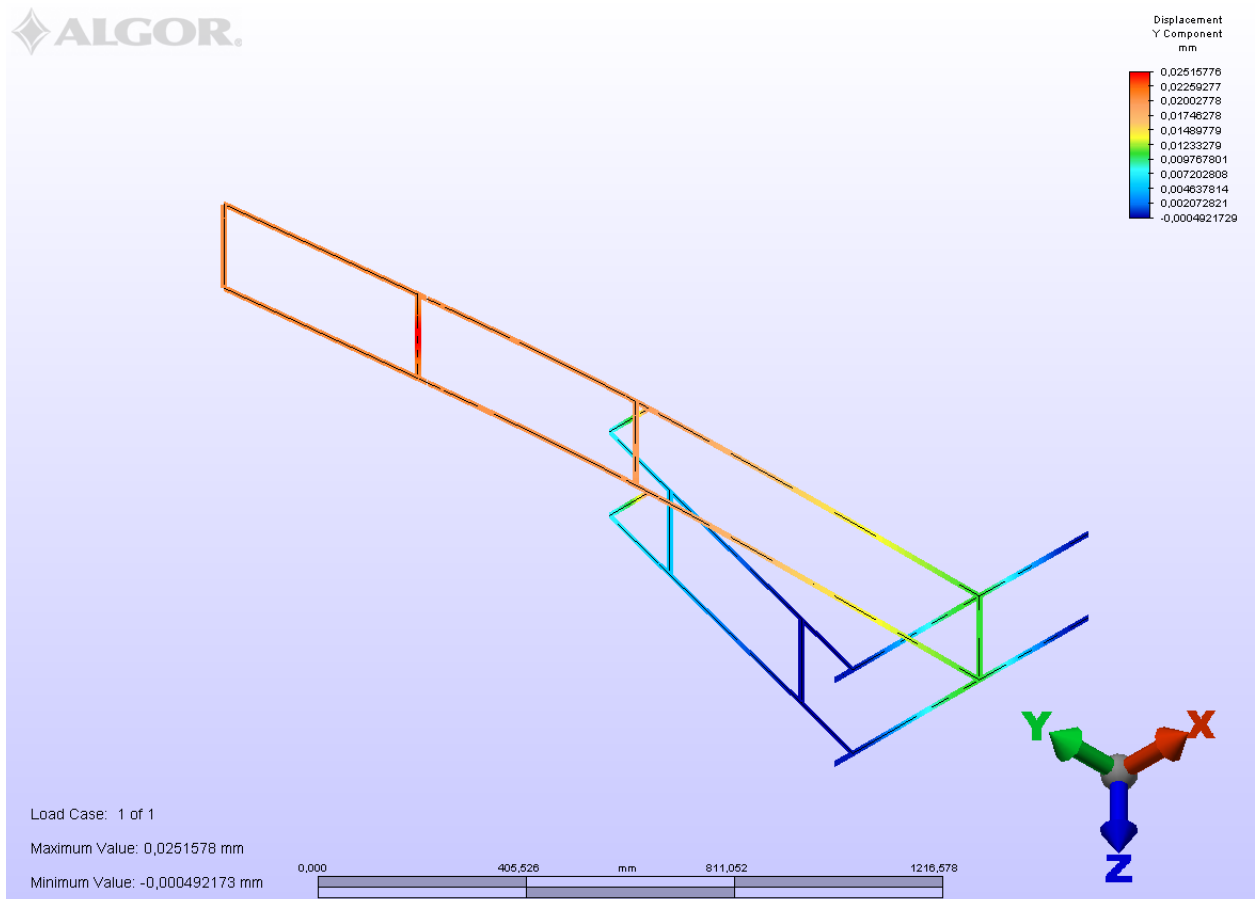
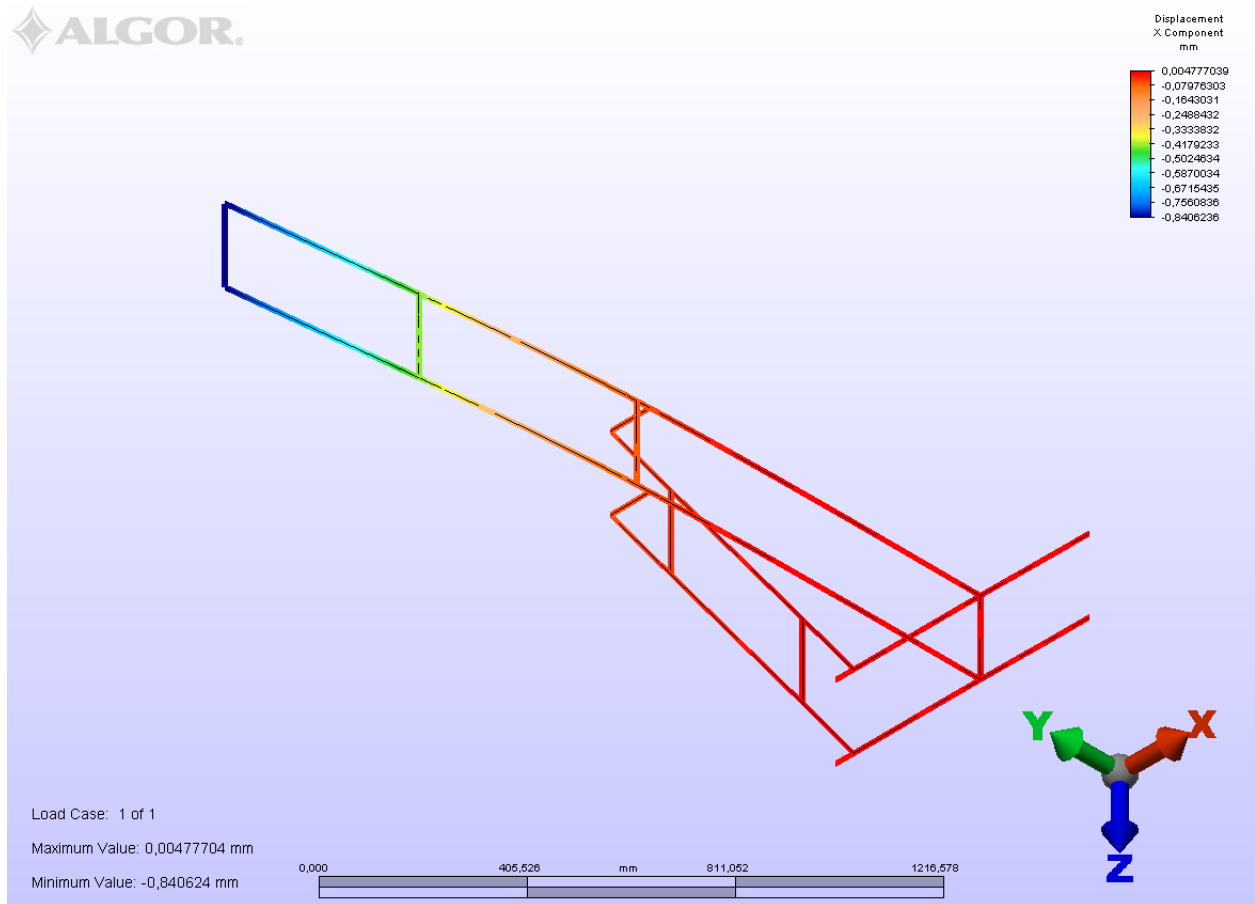
PŘÍLOHA 20



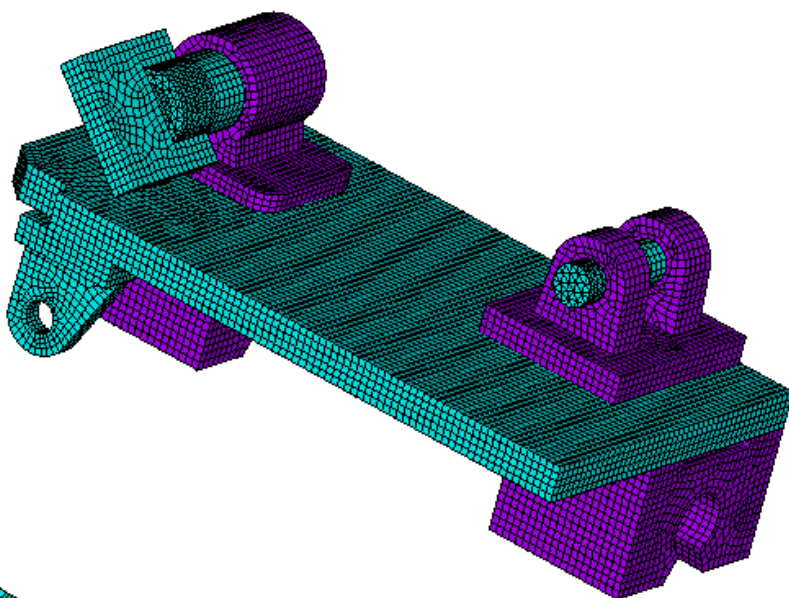
PŘÍLOHA 21



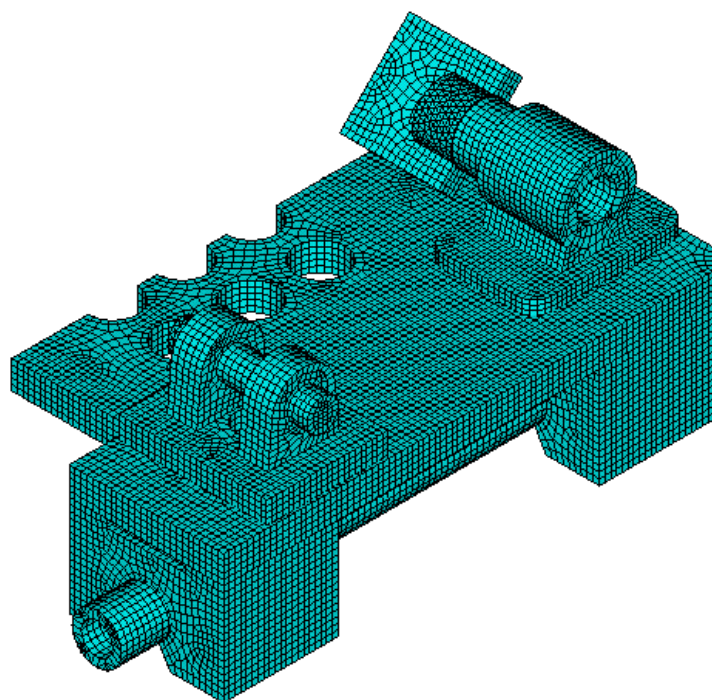
PŘÍLOHA 22



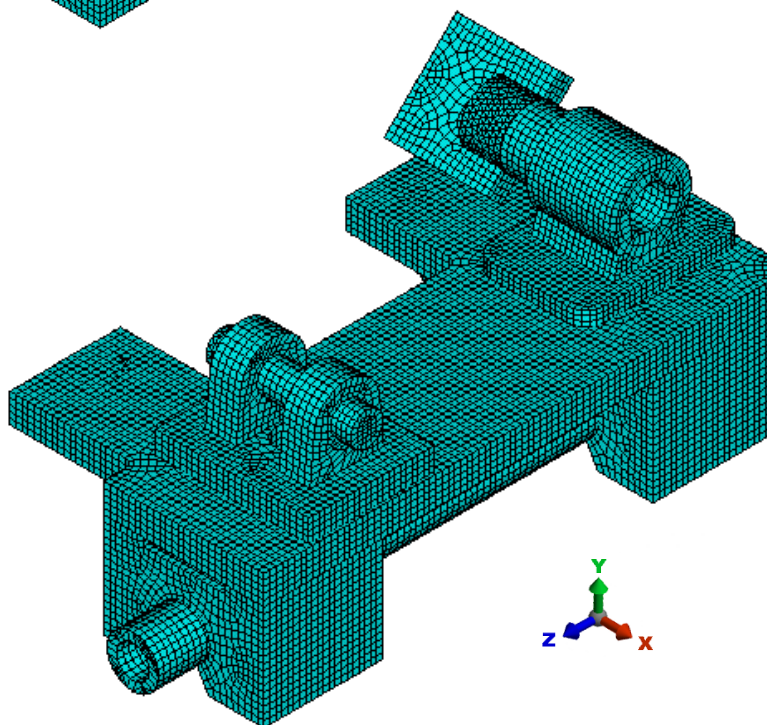
PŘÍLOHA 23



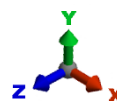
Varianta s plnou deskou.
Díly z hliníkových slitin barevně odlišeny.



Odlehčená deska – verze **1b**
Vrtané otvory.



Odlehčená deska – verze **2c**
Frézováno, rámová konstrukce.



PŘÍLOHA 24

1

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

TIME=1

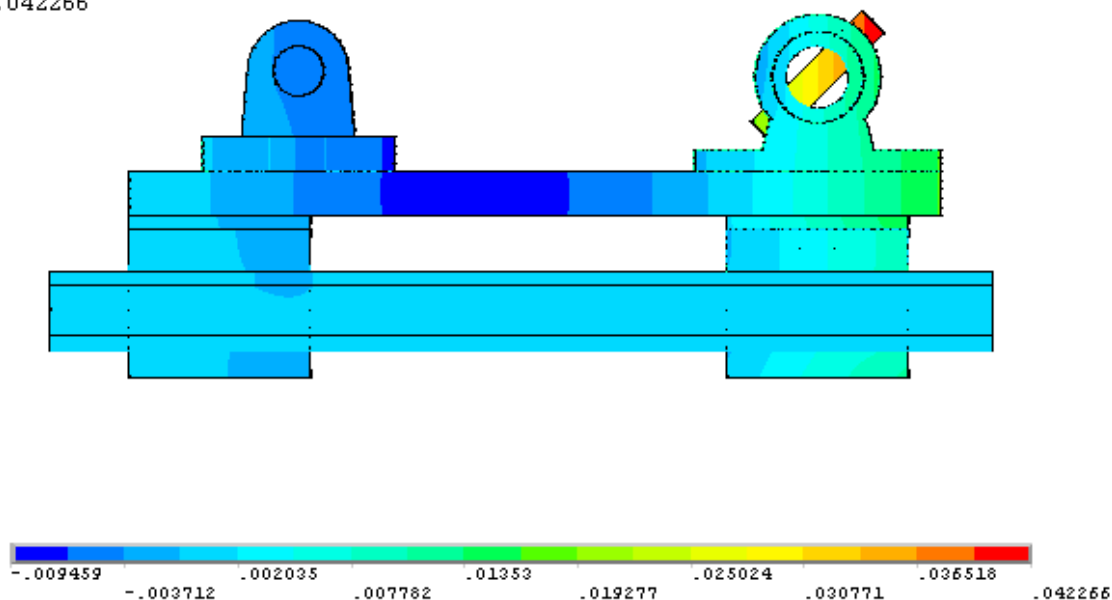
UY (AVG)

RSYS=0

DMX =.115605

SMN =-.009459

SMX =.042266



1

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

TIME=1

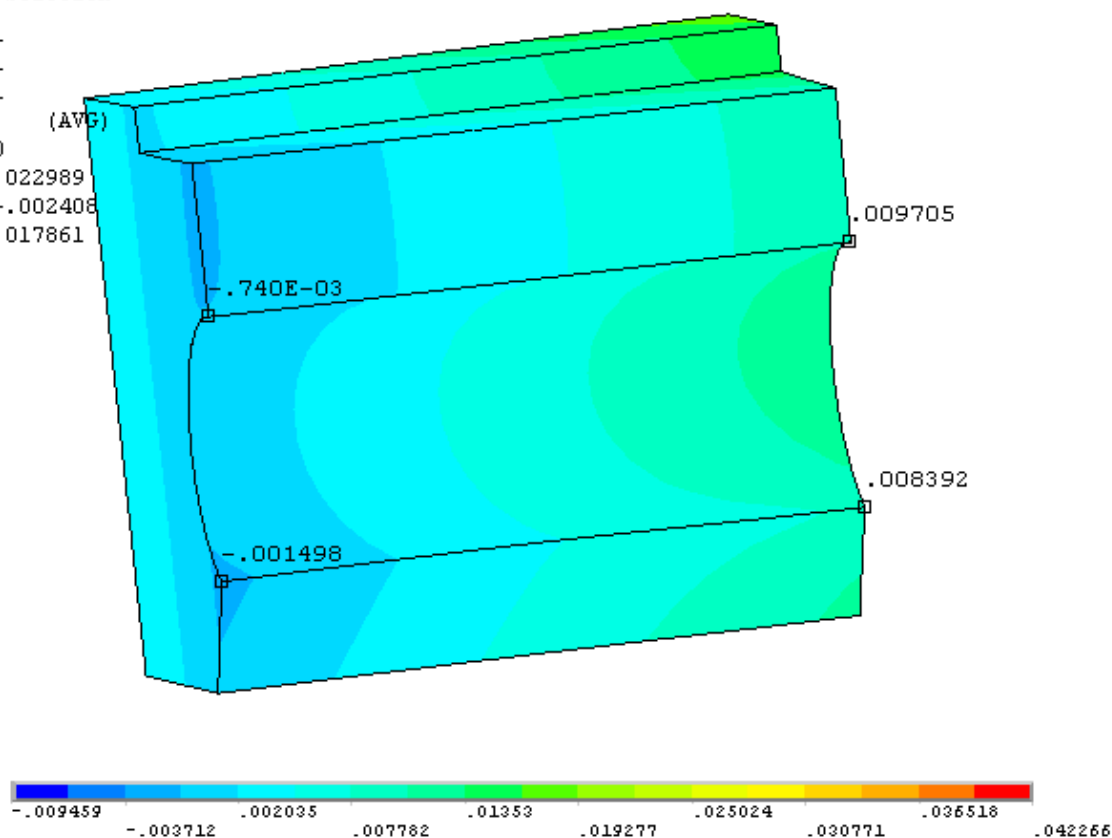
UY (AVG)

RSYS=0

DMX =.022989

SMN =-.002408

SMX =.017861



PŘÍLOHA 25

1

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

TIME=1

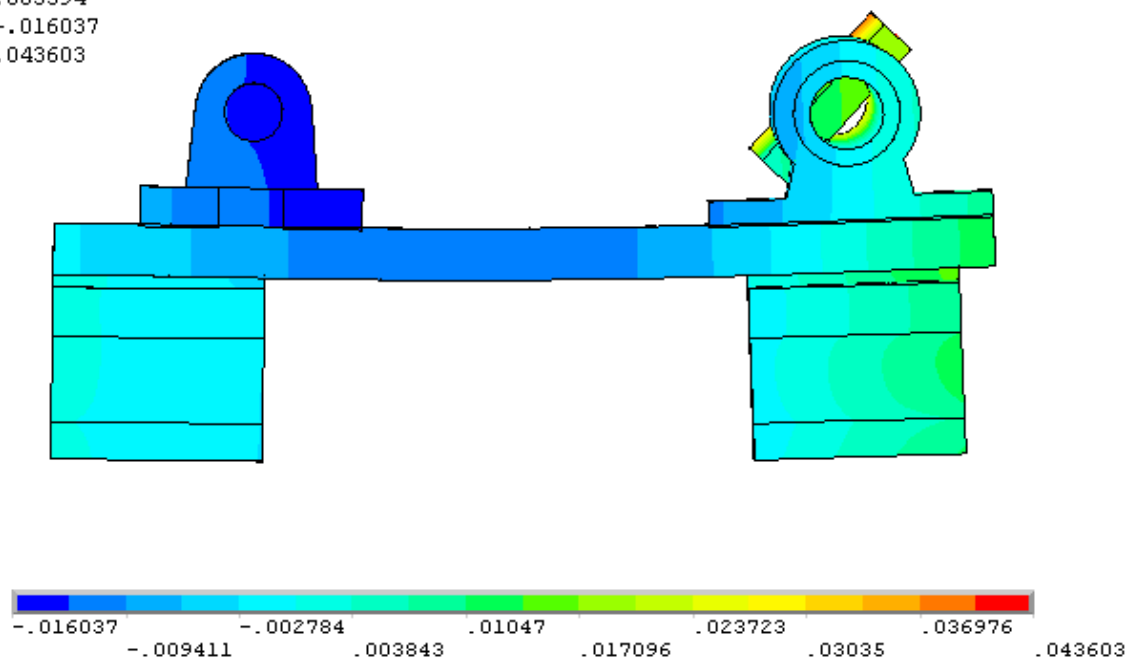
UY (AVG)

RSYS=0

DMX =.085394

SMN =-.016037

SMX =.043603



NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

TIME=1

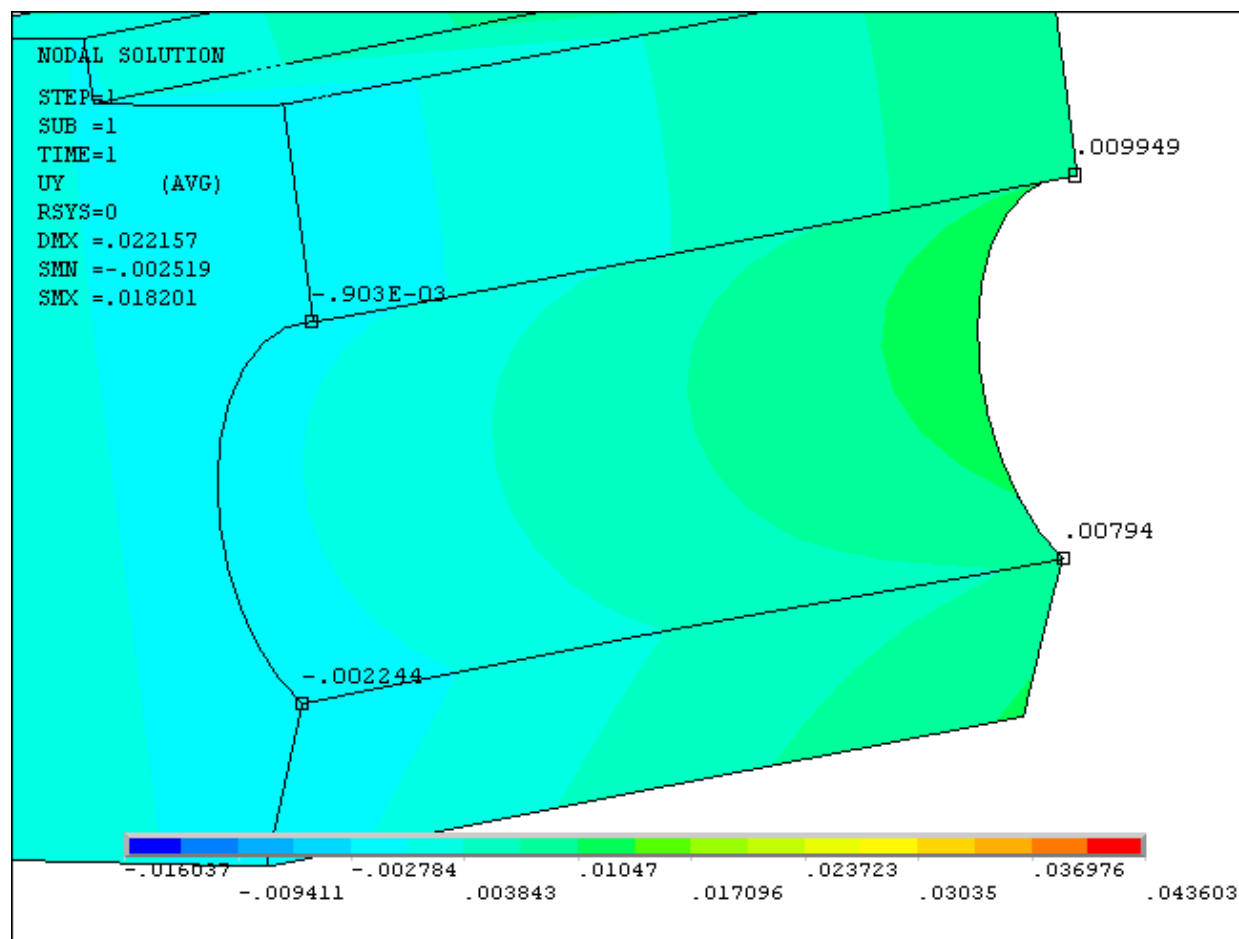
UY (AVG)

RSYS=0

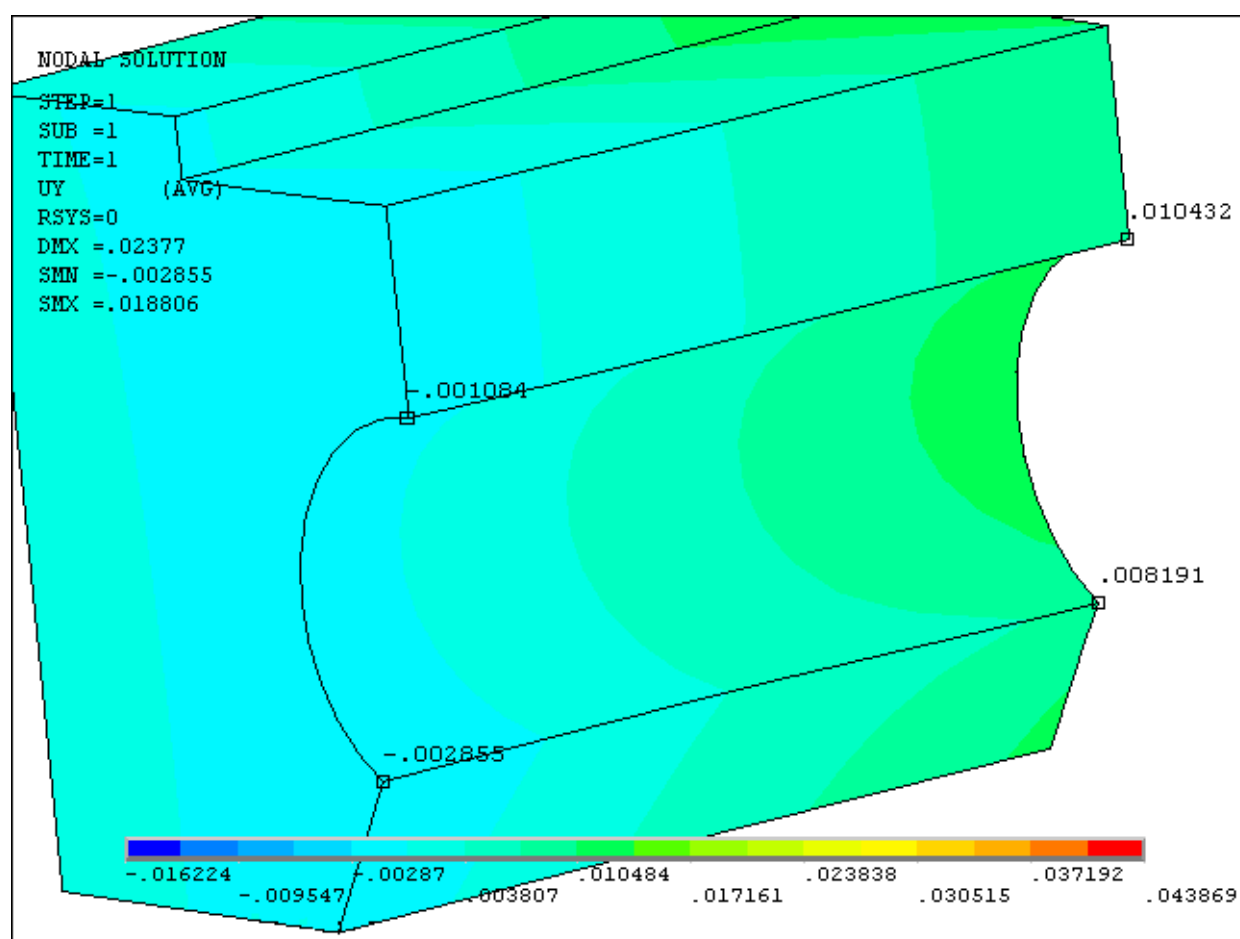
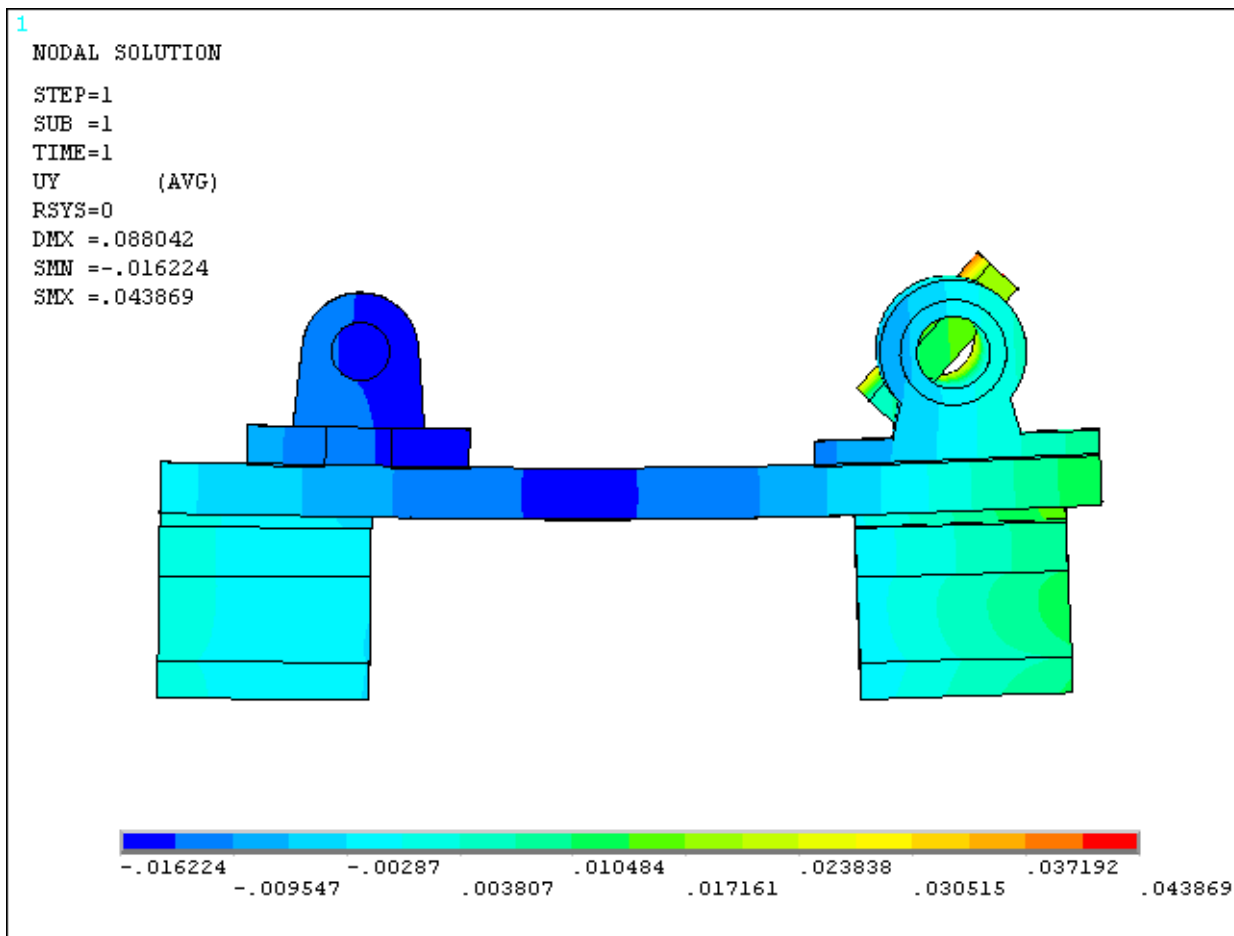
DMX =.022157

SMN =-.002519

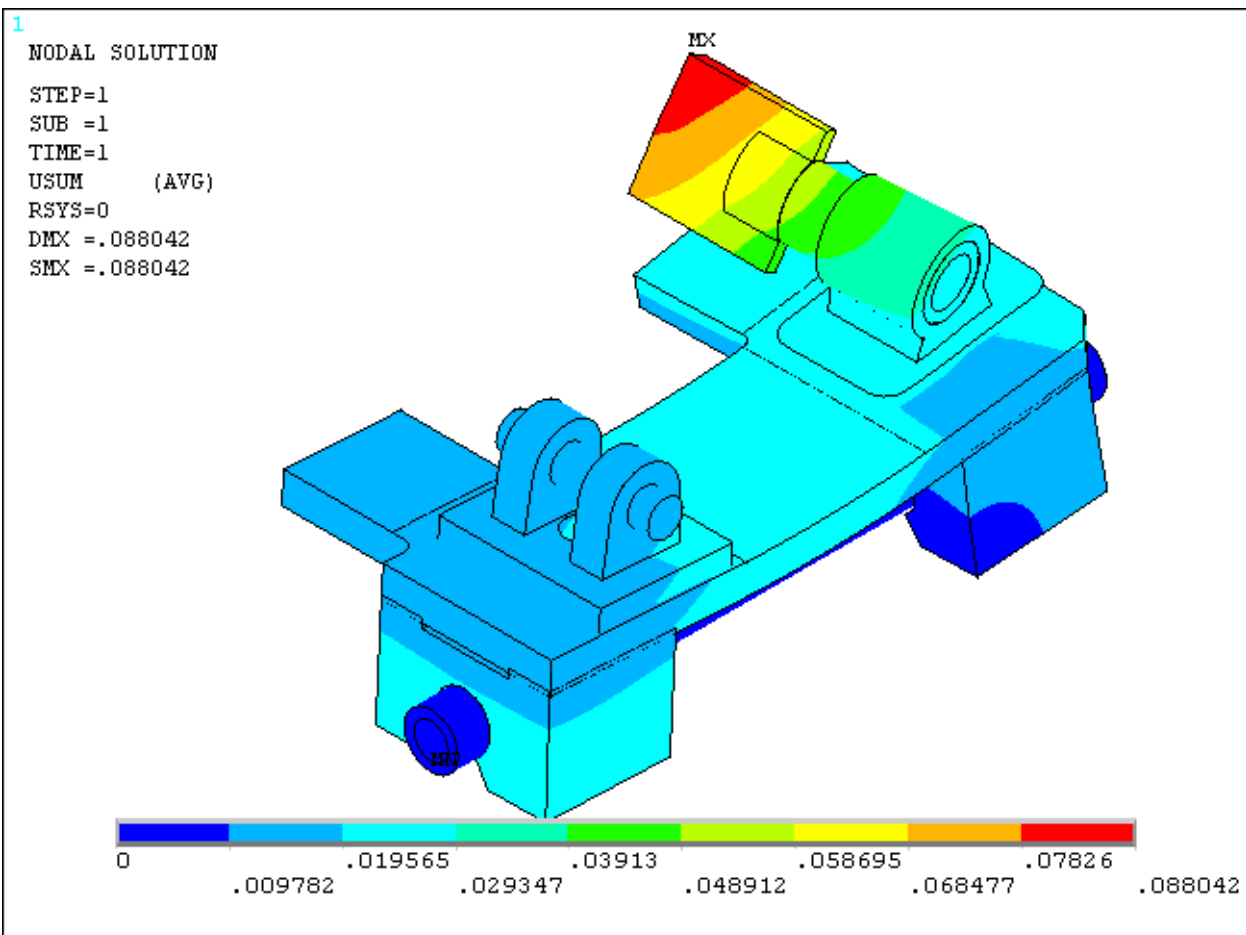
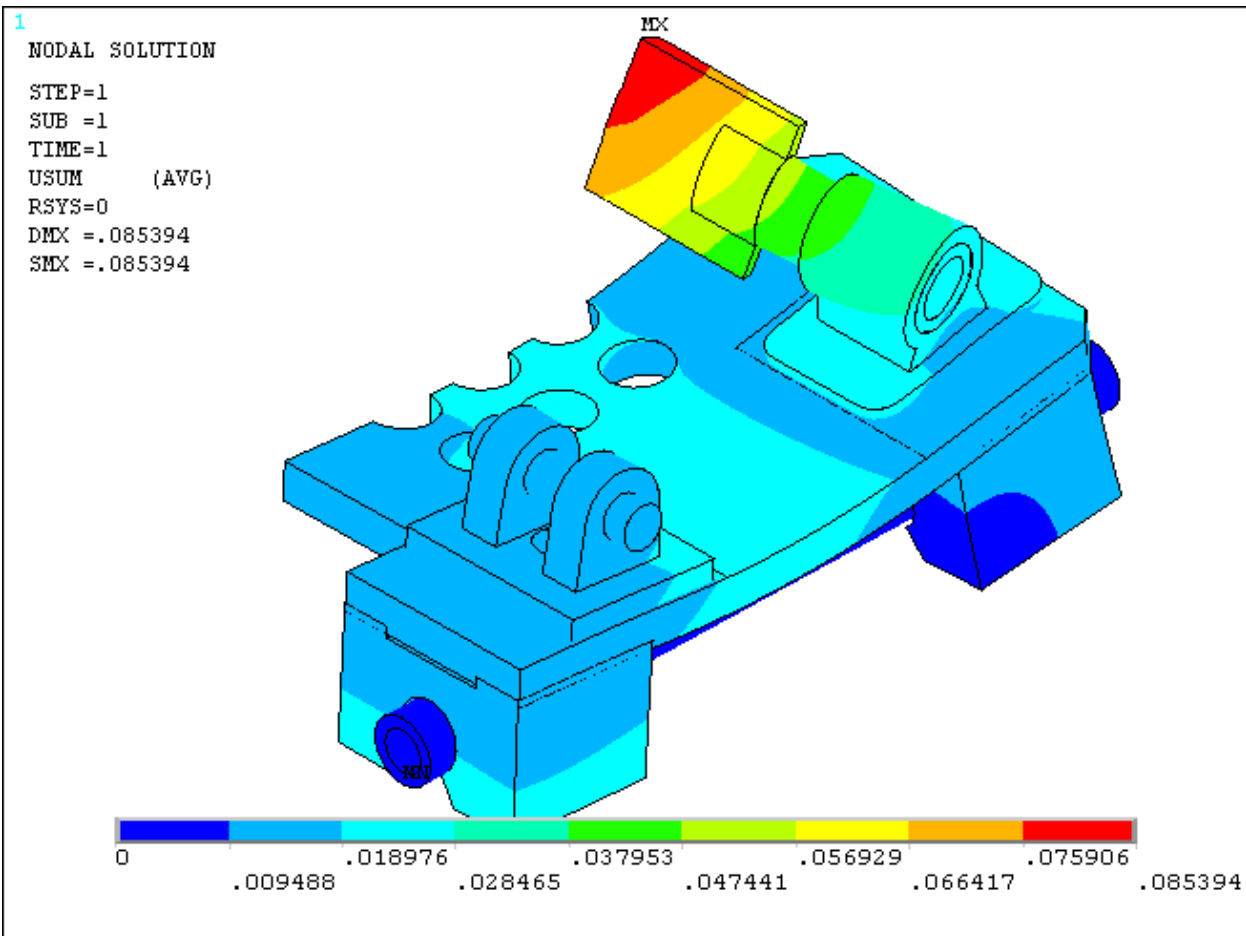
SMX =.018201



PŘÍLOHA 26



PŘÍLOHA 27



PŘÍLOHA 28

1

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

TIME=1

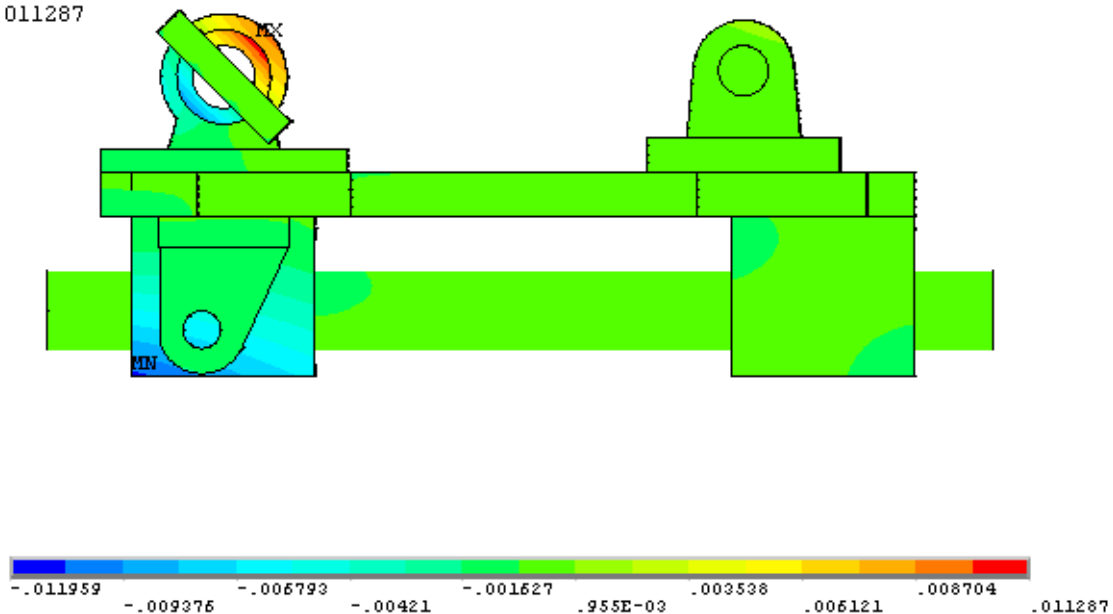
UX (AVG)

RSYS=0

DMX =.088042

SMN =-.011959

SMX =.011287



1

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

TIME=1

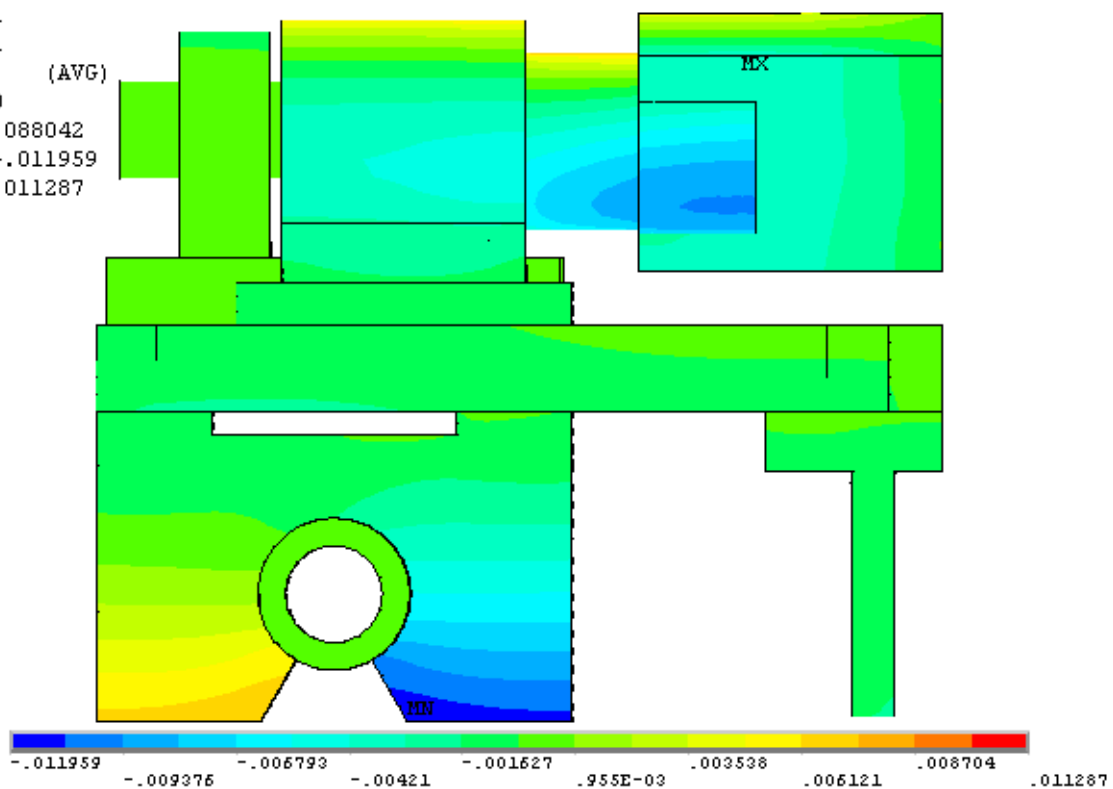
UX (AVG)

RSYS=0

DMX =.088042

SMN =-.011959

SMX =.011287



PŘÍLOHA 29

1

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

TIME=1

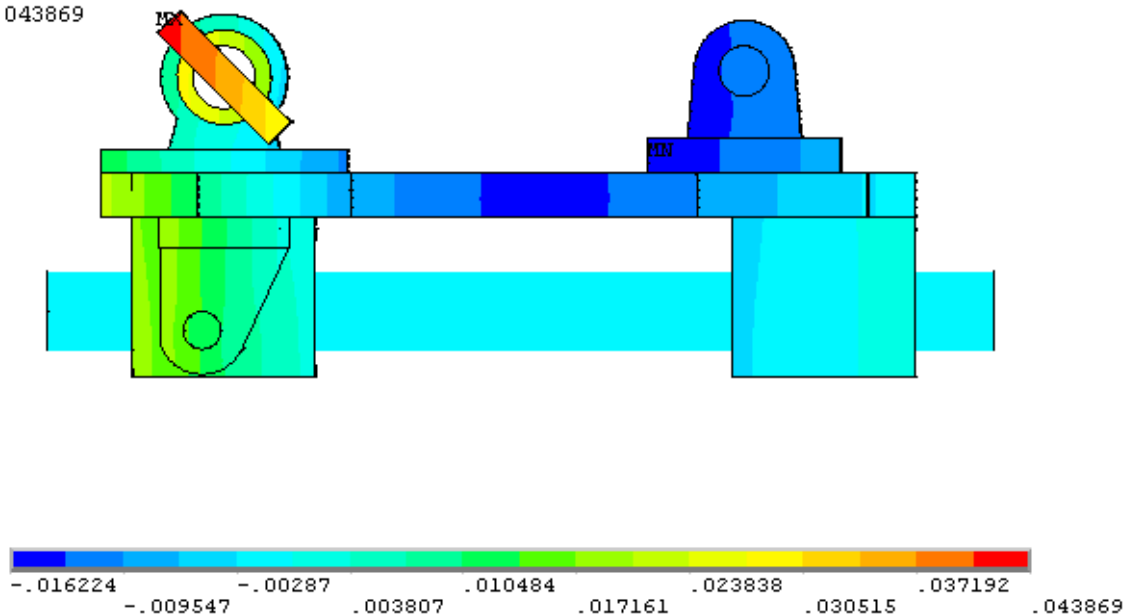
UY (AVG)

RSYS=0

DMX =.088042

SMN =-.016224

SMX =.043869



1

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

TIME=1

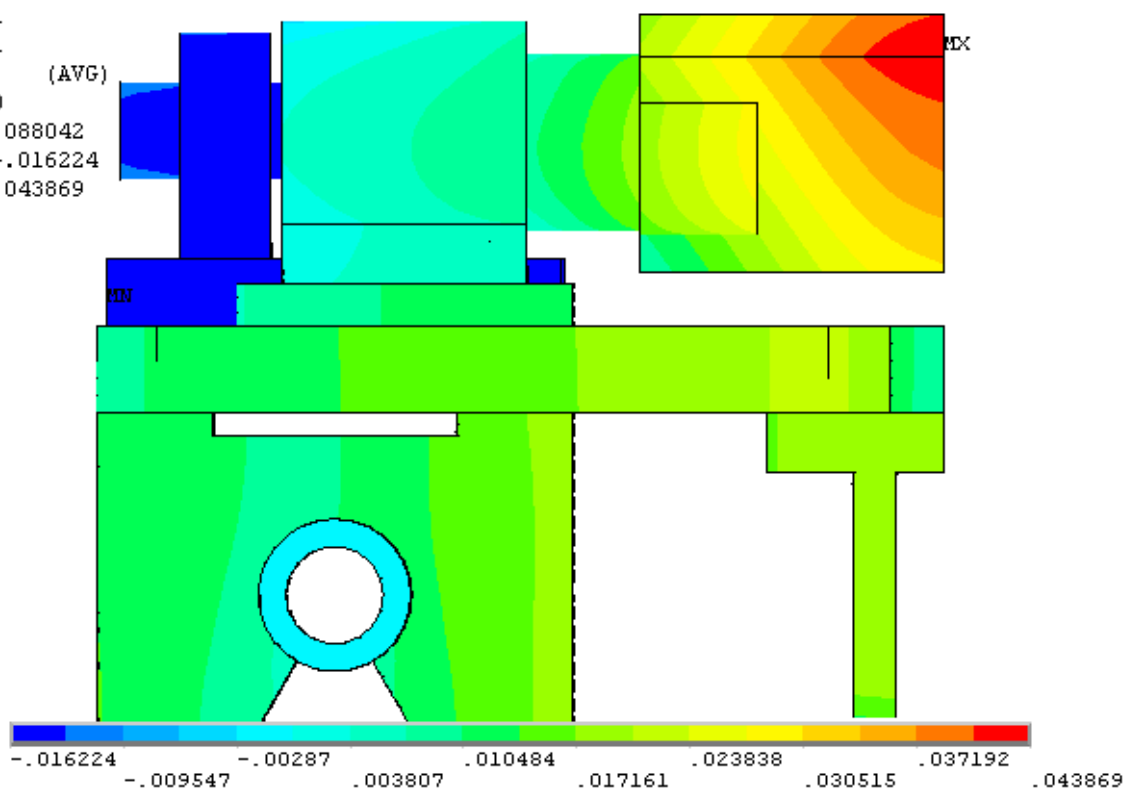
UY (AVG)

RSYS=0

DMX =.088042

SMN =-.016224

SMX =.043869



PŘÍLOHA 30

1

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

TIME=1

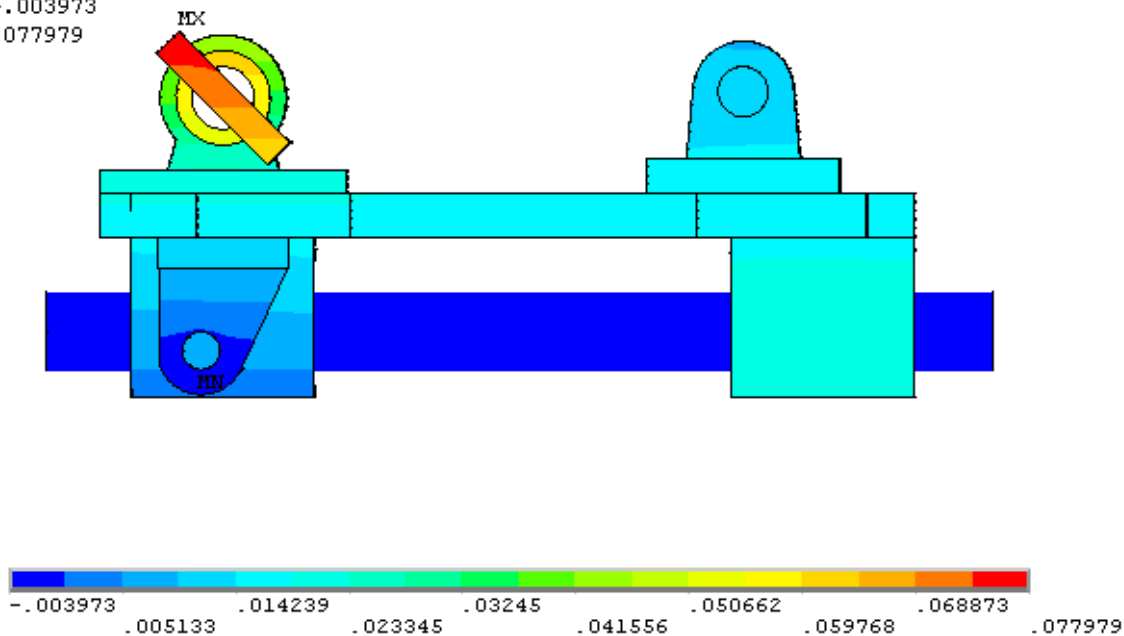
UZ (AVG)

RSYS=0

DMX =.088042

SMM =-.003973

SMX =.077979



1

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

TIME=1

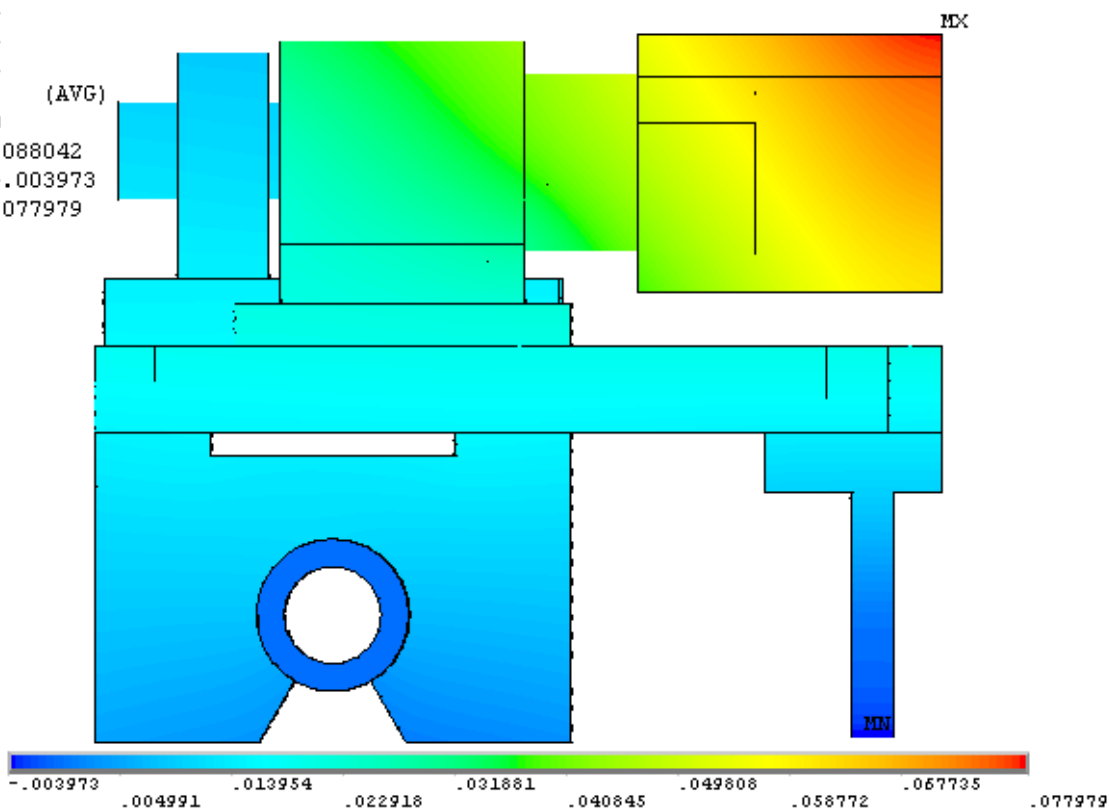
UZ (AVG)

RSYS=0

DMX =.088042

SMM =-.003973

SMX =.077979



PŘÍLOHA 31

1

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

TIME=1

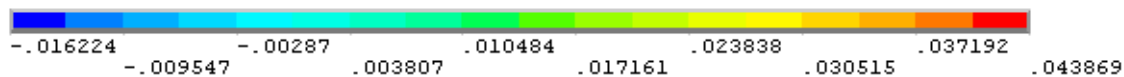
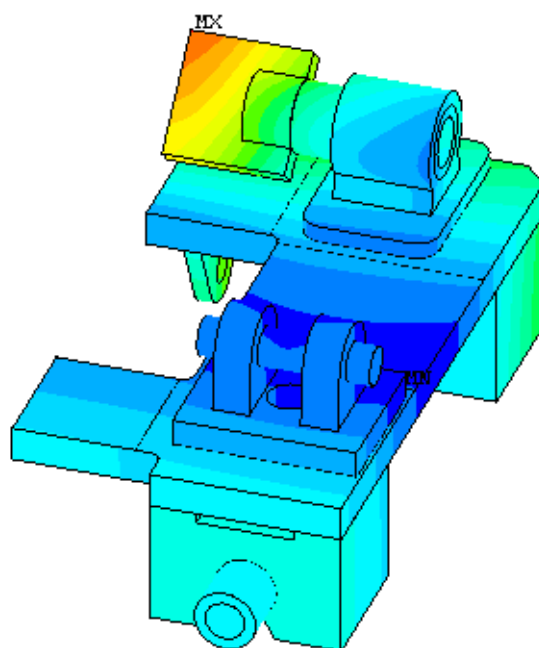
UY (AVG)

RSYS=0

DMX =.088042

SMN =-.016224

SMX =.043869



1

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

TIME=1

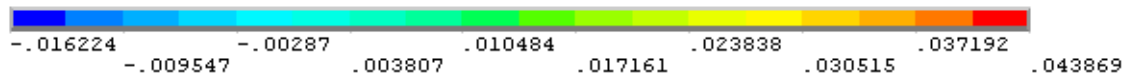
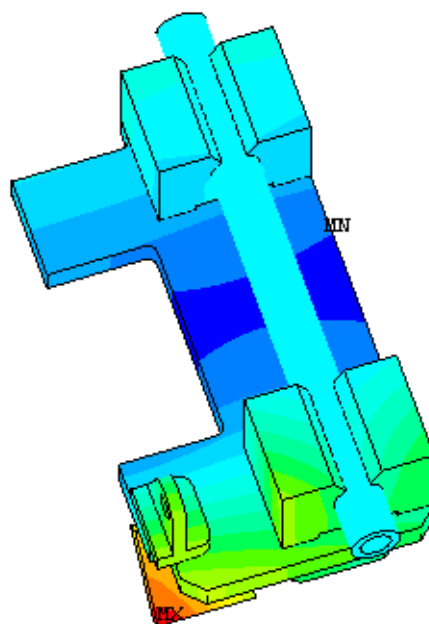
UY (AVG)

RSYS=0

DMX =.088042

SMN =-.016224

SMX =.043869



PŘÍLOHA 32

1

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

TIME=1

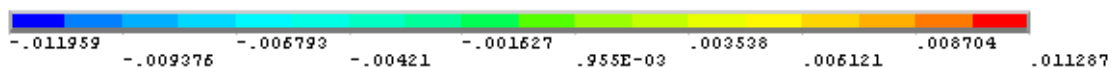
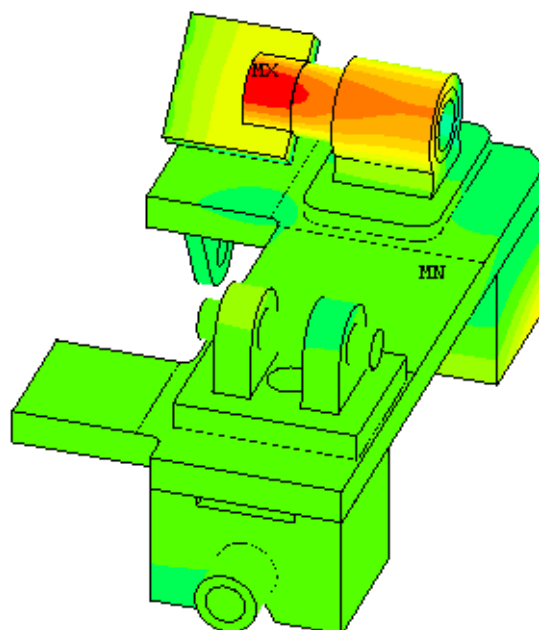
UX (AVG)

RSYS=0

DMX =.088042

SMN =-.011959

SMX =.011287



1

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

TIME=1

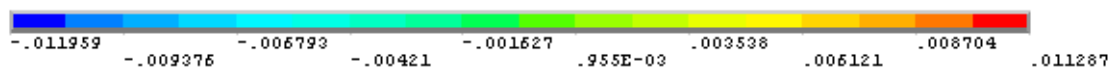
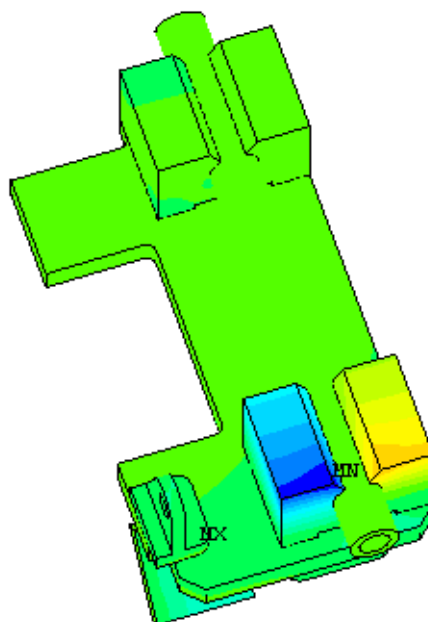
UX (AVG)

RSYS=0

DMX =.088042

SMN =-.011959

SMX =.011287



PŘÍLOHA 33

1

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

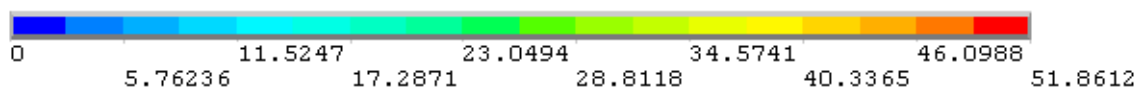
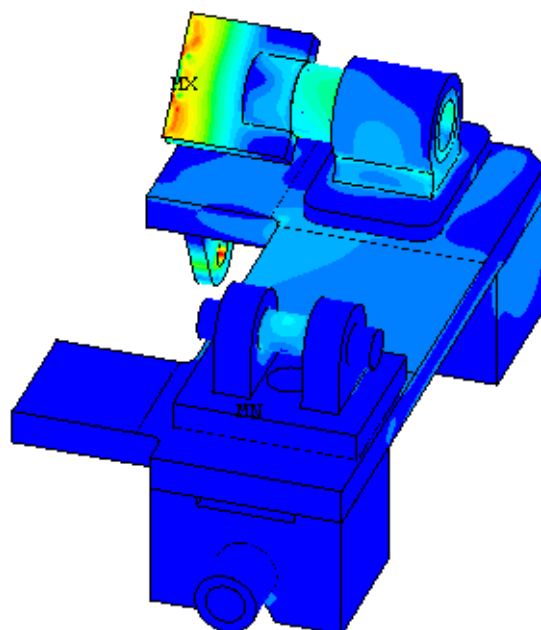
TIME=1

SEQV (AVG)

DMX =.088042

SMM =.005733

SMX =51.8612



1

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

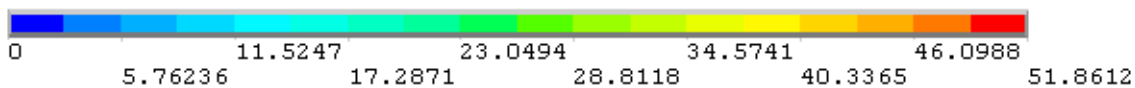
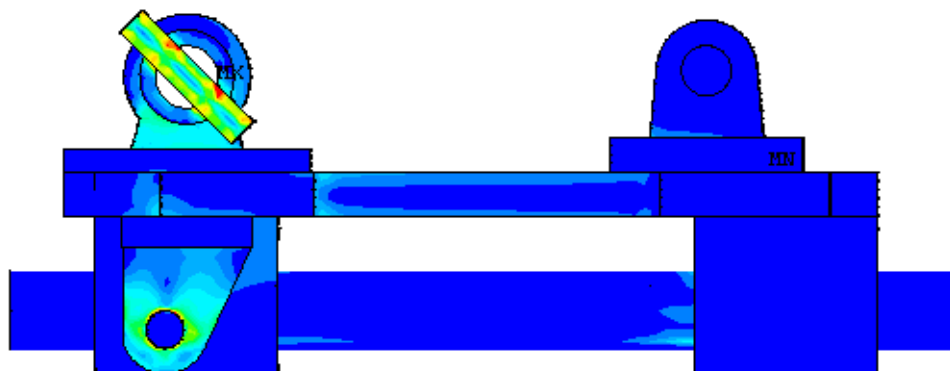
TIME=1

SEQV (AVG)

DMX =.088042

SMM =.005733

SMX =51.8612



PŘÍLOHA 34

1

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

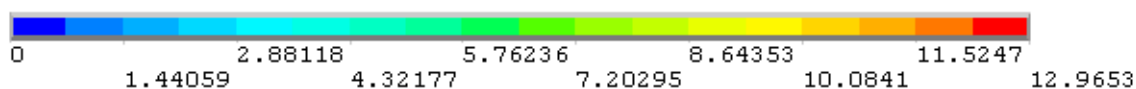
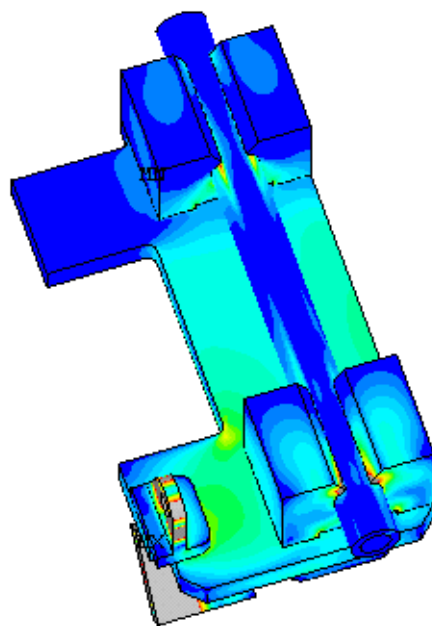
TIME=1

SEQV (AVG)

DMX =.088042

SMM =.005733

SMX =51.8612



1

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =1

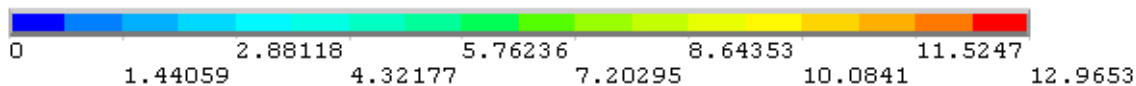
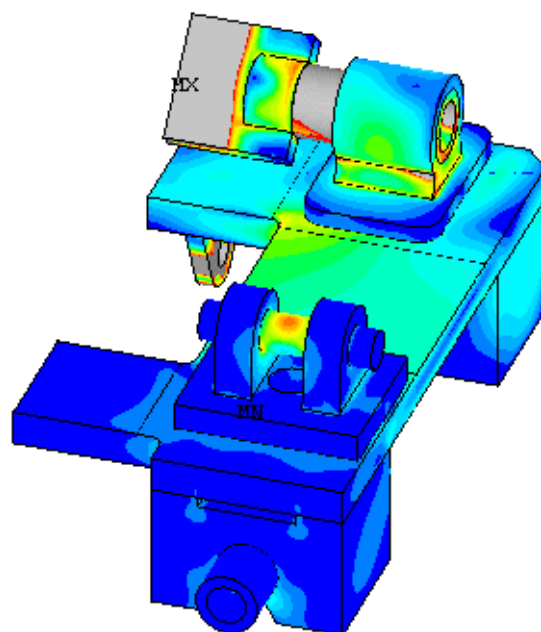
TIME=1

SEQV (AVG)

DMX =.088042

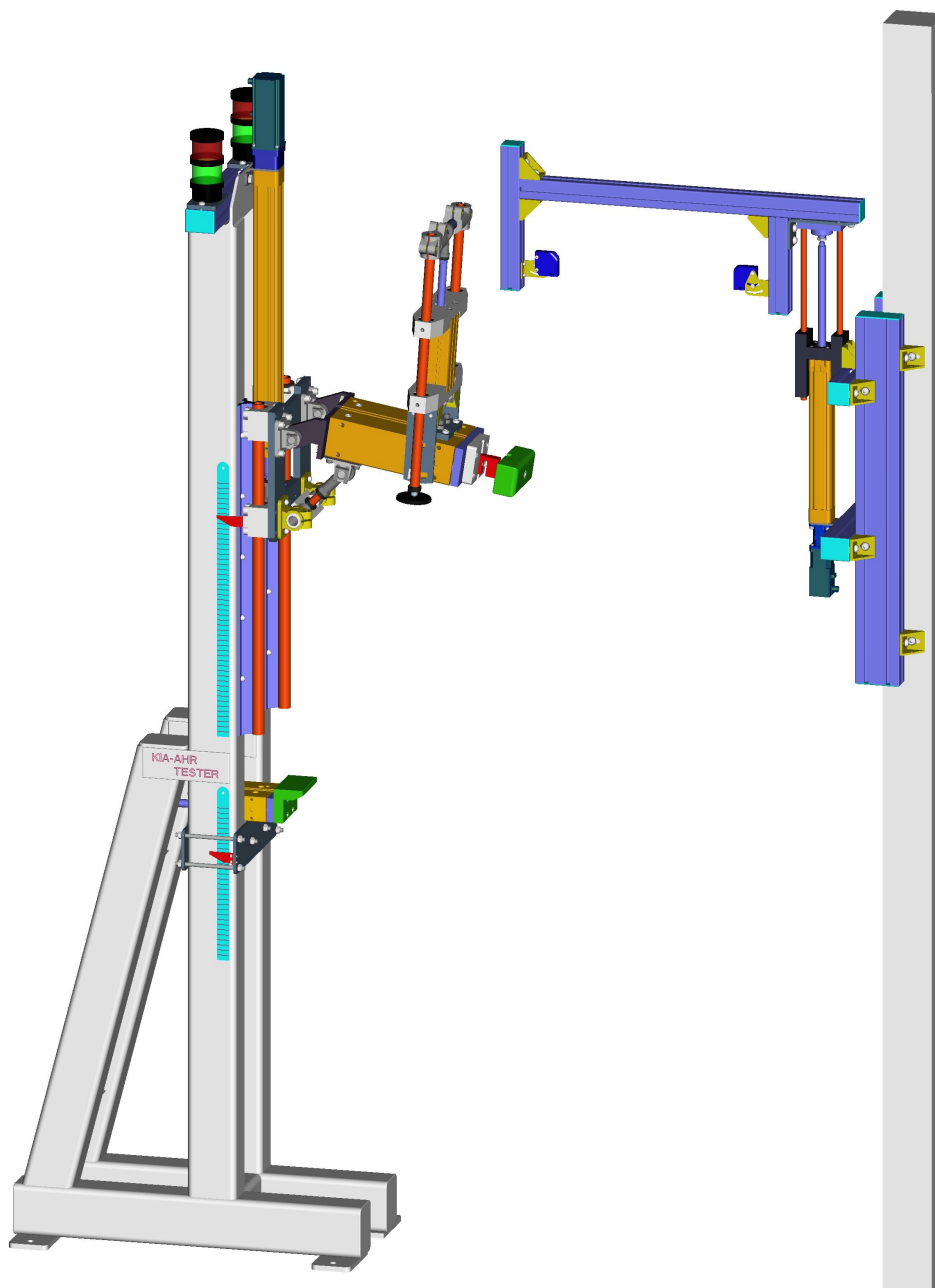
SMM =.005733

SMX =51.8612



PŘÍLOHA 35

VÝCHOZÍ STAV



předchozí sedačka

$$\Delta_1 = 30 \text{ mm}$$

$$\Delta_2 = 40 \text{ mm}$$

$$\Delta_4 = 60 \text{ mm}$$



testovaná jednotka

$$\Delta_1 = -30 \text{ mm}$$

$$\Delta_2 = -40 \text{ mm}$$

$$\Delta_3 = 0 \text{ mm}$$

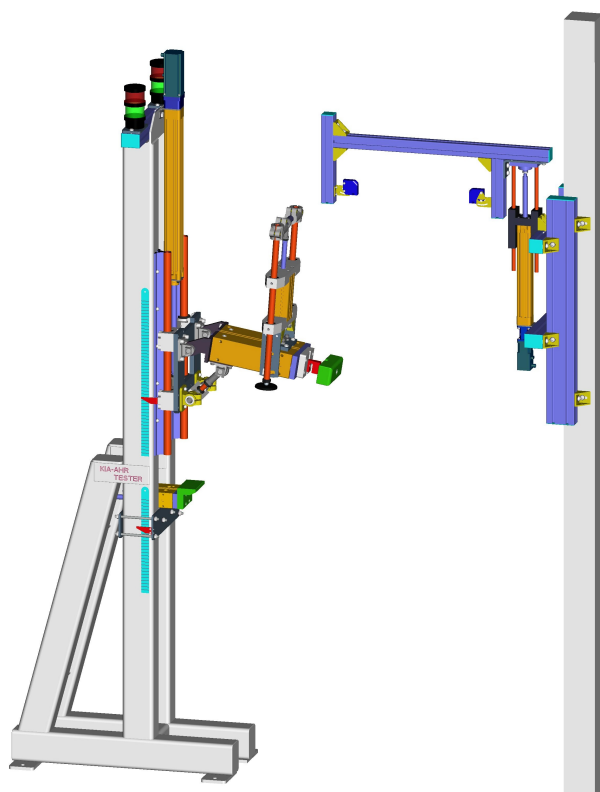
$$\Delta_4 = 0 \text{ mm}$$

úhel sklonu impaktoru 9°
sklon stabilizační jednotky 5°

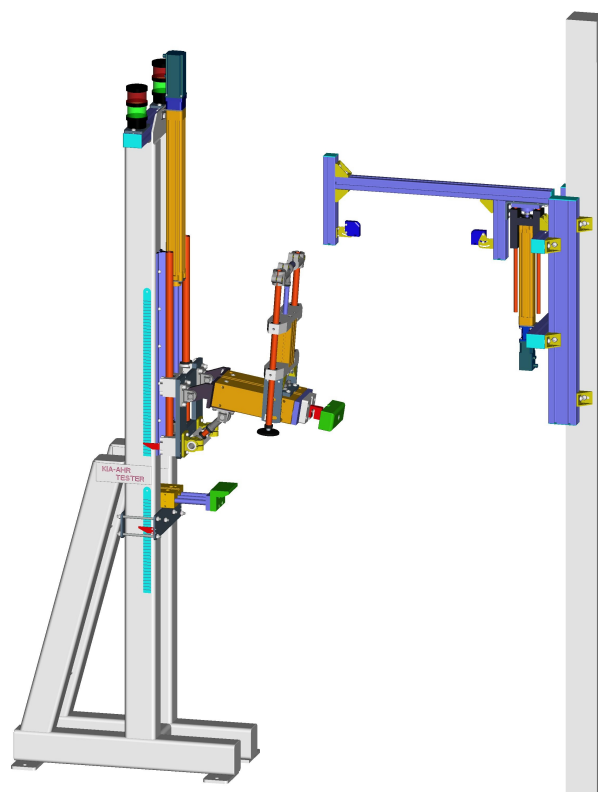


PŘÍLOHA 36

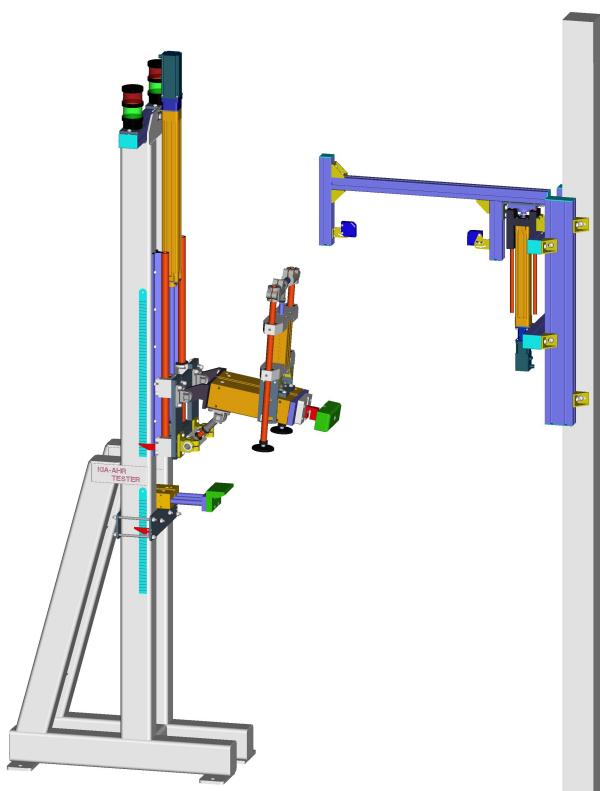
POLOHA 1



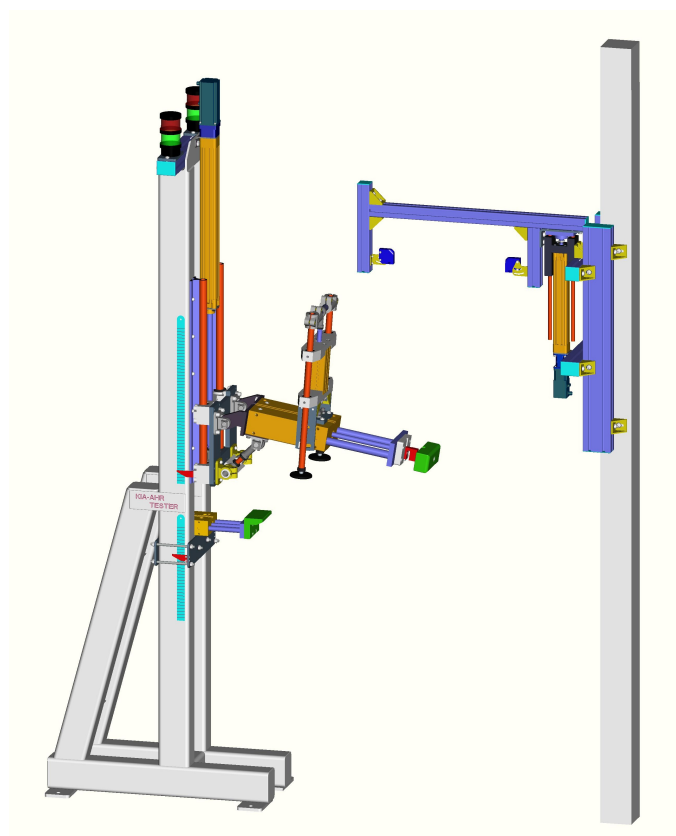
POLOHA 2



POLOHA 3

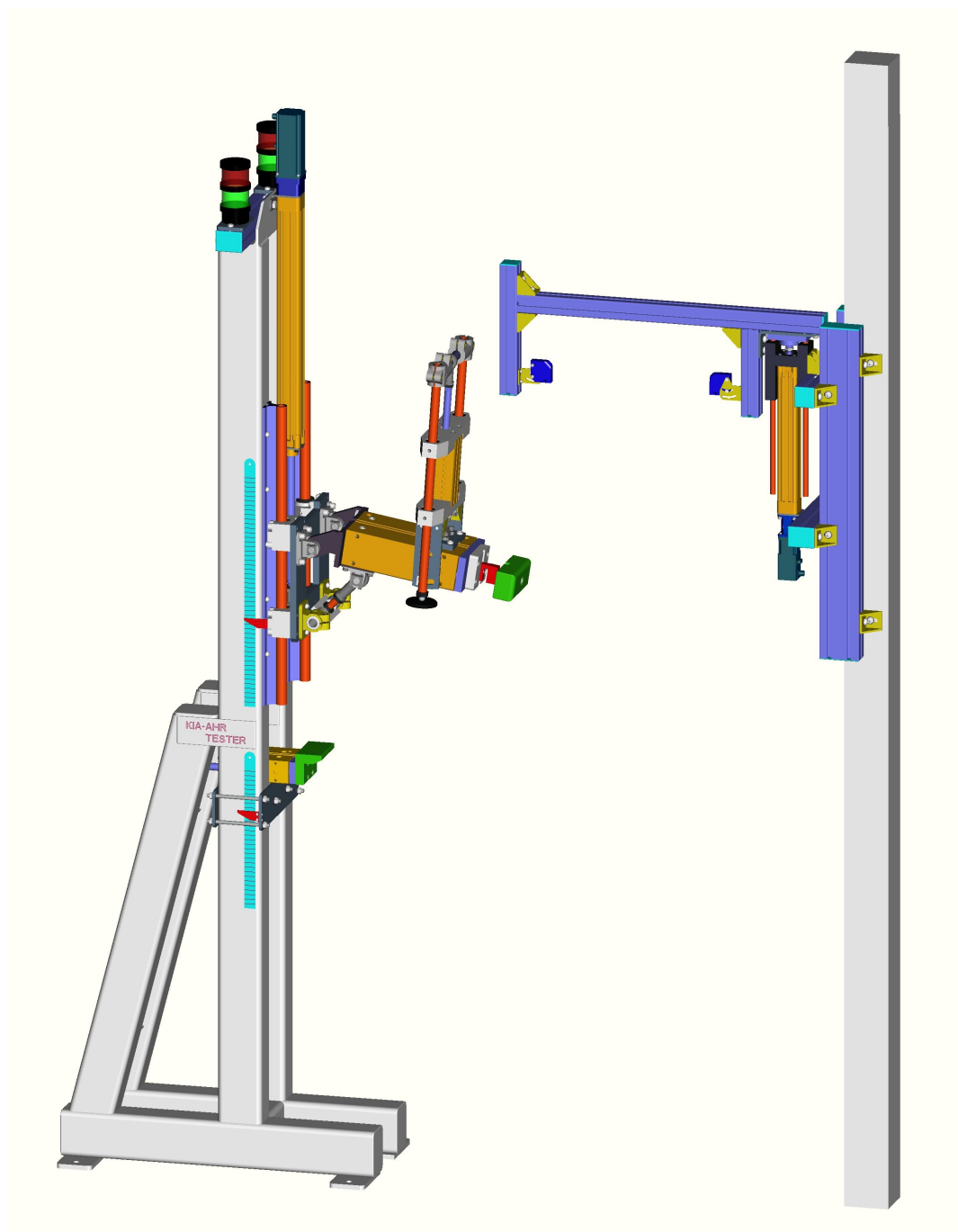


POLOHA 4



PŘÍLOHA 37

VÝCHOZÍ STAV



předchozí sedačka

$$\Delta_1 = -30 \text{ mm}$$

$$\Delta_2 = -40 \text{ mm}$$

$$\Delta_4 = 0 \text{ mm}$$



testovaná jednotka

$$\Delta_1 = 30 \text{ mm}$$

$$\Delta_2 = 40 \text{ mm}$$

$$\Delta_3 = 100 \text{ mm}$$

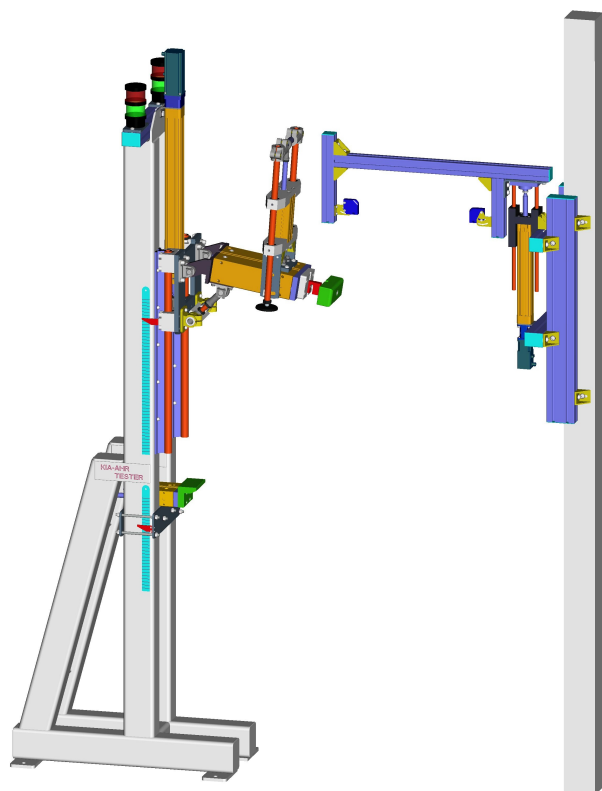
$$\Delta_4 = 60 \text{ mm}$$

úhel sklonu impaktoru 9°
sklon stabilizační jednotky 5°

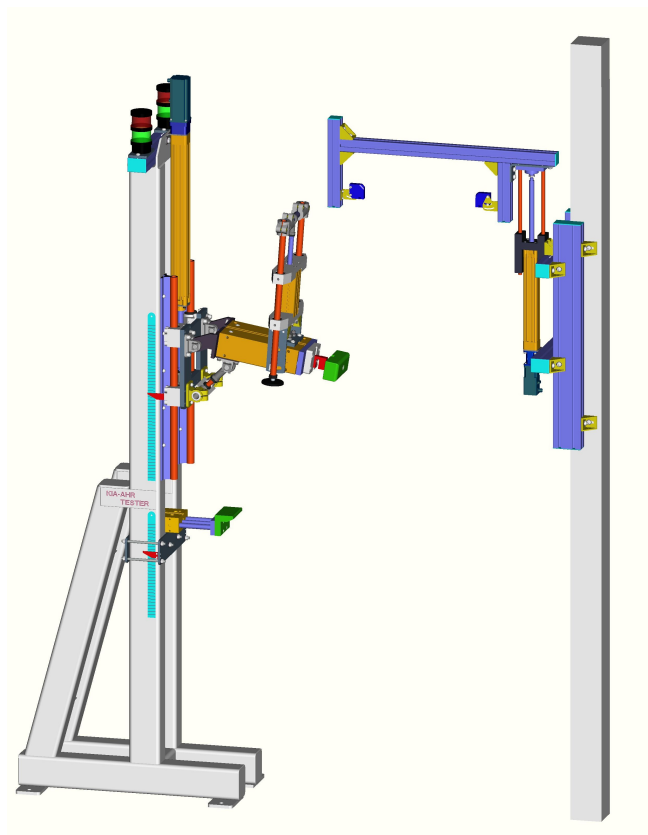


PŘÍLOHA 38

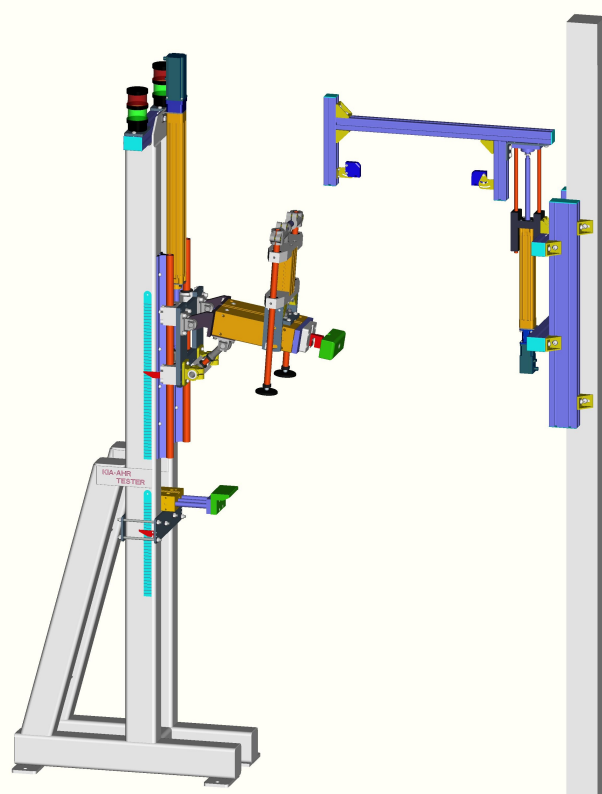
POLOHA 1



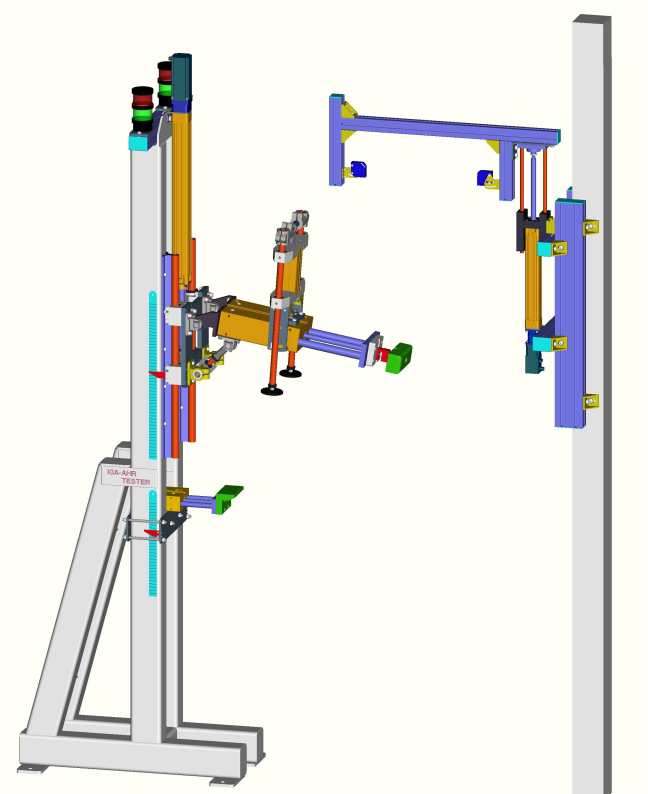
POLOHA 2



POLOHA 3

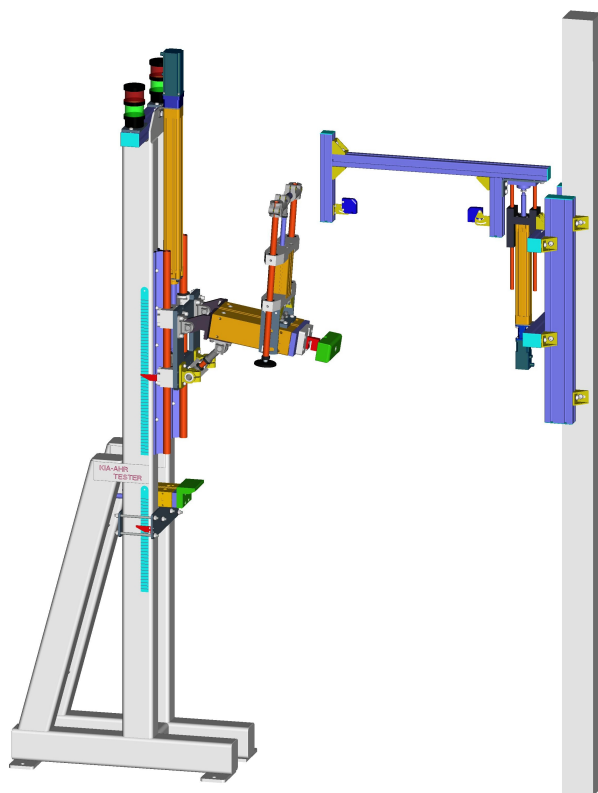


POLOHA 4

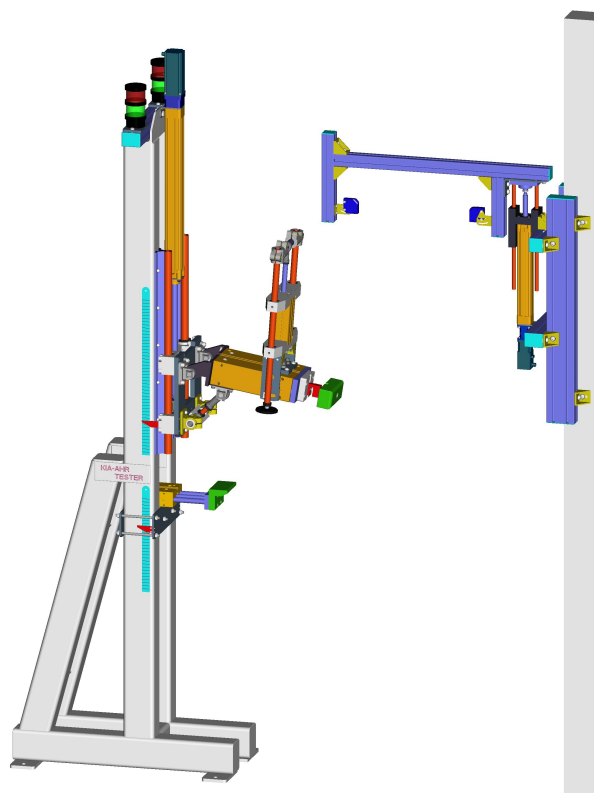


PŘÍLOHA 39

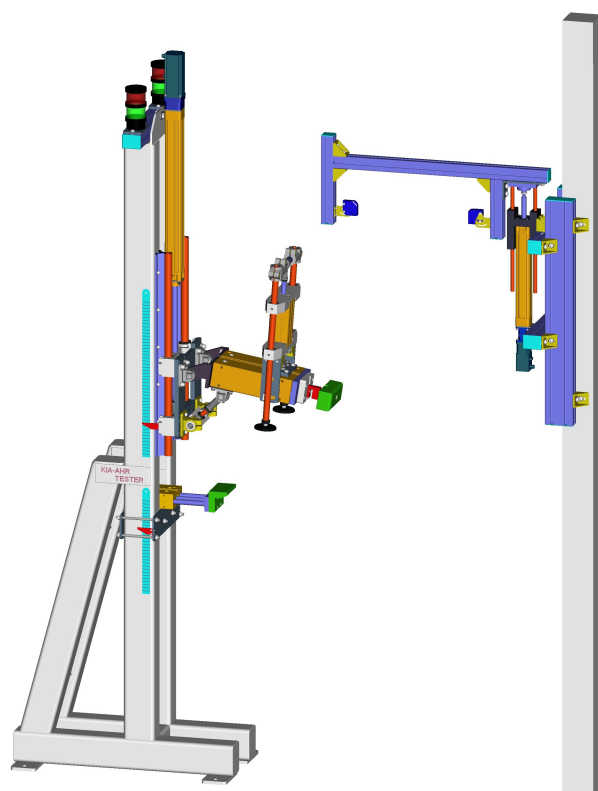
VÝCHOZÍ STAV a POLOHA 1



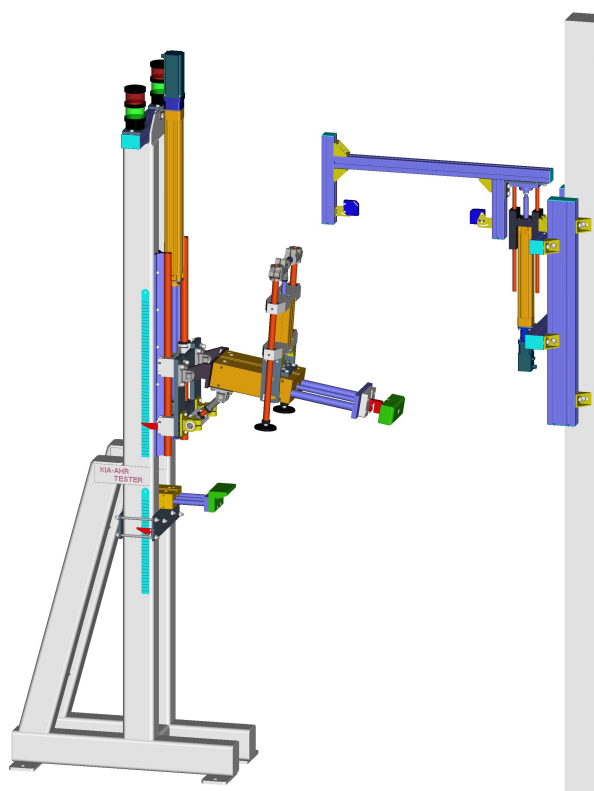
POLOHA 2



POLOHA 3



POLOHA 4



PŘÍLOHA 40

